



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA
PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA
HONDA CBR 600F

Xabier Lezaun Agos

Vanesa Estremera

Pamplona, Julio del 2012

ÍNDICE

1. Memoria
2. Cálculos
3. Planos
4. Pliego de condiciones
5. Presupuesto
6. Bibliografía



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA
PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA
HONDA CBR 600F

MEMORIA

Xabier Lezaun Agos

Vanesa Estremera

Pamplona, Julio del 2012

ÍNDICE

ÍNDICE.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	3
2. ANTECEDENTES.....	4
2.1. Definiciones.....	5
2.1.1. Kart.....	5
2.1.2. Carrocería.....	6
2.1.3. Chasis.....	10
3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL PROTOTIPO.....	14
3.1. Datos de partida.....	14
3.1.1. Dimensiones principales.....	16
3.1.2. Distribución general de pesos.....	17
3.1.3. Centro de gravedad (CG) y centro de presiones (CP).....	18
3.2. Diseño conceptual de los componentes.....	20
3.2.1. Grupo motor.....	20
3.2.2. Transmisión primaria (caja de cambios manual).....	21
3.2.3. Elementos estándar.....	22
4. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL CHASIS.....	25
4.1. Requisitos técnicos del diseño.....	26
4.1.1. Rigidez a flexión y a torsión.....	27
4.2. Método de trabajo.....	29
4.2.1. Búsqueda de información.....	29
4.2.2. Obtención del modelo.....	30
4.2.3. Modelado del chasis.....	31
4.2.4. Mallado de la estructura.....	31
4.2.5. Análisis de la estructura en Marc-Mentat.....	33
4.2.6. Análisis de resultados y conclusiones.....	38
5. DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN SECUNDARIA.....	39
5.1. Elección del sistema de transmisión secundaria.....	40
5.2. Método de trabajo.....	41
5.2.1. Elección de los elementos de la transmisión secundaria.....	41
5.2.2. Estudio de los esfuerzos y momentos que actúan sobre el eje.....	42

5.2.2.1. Reparto de cargas sobre los ejes del vehículo.....	42
5.2.2.2. Cálculo de las fuerzas y momentos sobre el eje trasero.....	43
5.2.3. Estudio de la resistencia y fatiga del eje.....	44
5.2.4. Elección de los elementos para la sujeción del eje y sus elementos.....	45
5.3. Conclusiones del sistema de transmisión secundaria.....	46
6. CONCLUSIONES DEL PROYECTO.....	47



Imagen 1: Prototipo final del chasis tubular

1.— Introducción

En el presente proyecto se pretende diseñar, calcular, analizar y estudiar la simulación de un chasis para la fabricación de un vehículo tipo Kart a partir de un motor de moto de 600cc. También se realizarán soluciones constructivas para el desarrollo de componentes mecánicos, como por ejemplo algunos elementos de la transmisión secundaria.

Este diseño no tiene el objetivo de ser homologado para la competición si no solo para el entretenimiento del constructor ya que las competiciones oficiales de la FIA-CIK no contemplan motores mayores que 250cc.

Hay que destacar que no se dispone de ninguna experiencia inicial sobre el diseño y modelización de este tipo de vehículos.

Primeramente se exponen las características técnicas del tipo de vehículo que se pretende diseñar, se introduce al oyente o lector en el ámbito del Karting y se explican las hipótesis de cálculo que se han tomado para conseguir el chasis.

Se pretende diseñar una geometría de vehículo basada en un chasis tubular capaz de soportar los esfuerzos de los componentes del propio vehículo, así como las solicitaciones externas provenientes de la interacción con el medio en su funcionamiento, como podrían ser la toma de curvas e incluso un choque.

Los objetivos como proyecto final de carrera consistirán en aplicar distintas materias estudiadas en la carrera al diseño de un nuevo componente. Concretamente, se profundizará en temas de diseño y cálculo de máquinas, de elasticidad y resistencia de materiales, y de tecnología mecánica.

El diseño de los diferentes chasis se hará mediante herramientas de dibujo en 3

dimensiones y los cálculos se realizarán mediante herramientas de cálculo computacional. Mediante estas herramientas se irán modificando los diferentes diseños hasta obtener una solución optimizada del mismo. Los parámetros más importantes que se tomarán en cuenta a la hora de optimizar los diseños estarán dirigidos al ámbito de la resistencia y el peso de cada estructura.

Para ello se diseñan un conjunto de chasis de geometría simple a partir de los datos obtenidos acerca de los requerimientos técnicos de los Karts de competición de la FIA-CIK, con el programa Catia V5. Después se realizaron una serie de ensayos sobre los mismos a través del programa de cálculo de elementos finitos Marc-Mentat para tras contrastar los diferentes datos obtenidos poder realizar unos diseños de chasis más avanzados, de entre los cuales finalmente se elegirá el que mejores propiedades muestre ante dichos ensayos.

Una vez obtenido el diseño final se procederá al diseño de una estructura antivuelco para la seguridad del piloto en caso de accidente. Se realizarán ensayos de seguridad de la formula SAE a dicha estructura a fin de garantizar su correcto funcionamiento.

Para analizar los distintos diseños del Kart, mediante la técnica de elementos finitos utilizando el programa MARC-MENTAT, se procede a la simulación de alguno de los test requeridos por la formula SAE y por la RFEDA, además de la simulación de posibles cargas que se han considerado necesarias para asegurar la resistencia de la estructura tubular. Este posiblemente, es el apartado más significativo del proyecto, en donde se realizan estudios de resistencia estructural como pueden ser los análisis estáticos y dinámicos. Hay que recalcar que en todos los casos se ha utilizado un mallado tridimensional para poder ajustar al máximo el modelo virtual diseñado a uno real.

El segundo objetivo de este proyecto es completar la transmisión secundaria del vehículo, para lo cual se determinarán los elementos necesarios como los piñones o ruedas dentadas, la cadena, rodamientos... y posteriormente se diseñara el eje trasero encargado de transmitir el movimiento al vehículo.

2.- Antecedentes

Este proyecto nace de la propia iniciativa del proyectista debido al entusiasmo del mismo por el mundo de la automoción y con la idea de poder llegar a construirlo en un futuro para uso y disfrute personal.

Con este proyecto se ha conseguido adentrar en el diseño, cálculos, estudios y problemas que bien pueden darse en la vida real.

Dentro del mundo del automóvil existe una complejidad con lo que respecta a cálculos a la hora de fabricar un vehículo, debido a ello, se ha escogido el diseño de un Kart porque son vehículos con una complejidad y tiempo de diseño bastante acorde con el periodo con el que se ha dispuesto para la realización del proyecto.

Además, el proyectista dispone del motor con el que se va a diseñar este vehículo tipo Kart y aunque en un principio el proyecto no va a ser construido por falta de medios y de presupuesto, siempre quedará la posibilidad de llevarlo a cabo en un futuro próximo, lo que

le suma interés y empeño al desarrollo del mismo.

2.1.-Definiciones

Antes de empezar cualquier proyecto se debe conocer de forma general que es lo que se va a desarrollar en el mismo, e introducir a los oyentes en el tema antes de pasar a profundizar en él.

Debido a ello se va a exponer una introducción a los Karts y al mundo del Karting , donde se puede descubrir los orígenes de los mismos y su posterior comercialización y rediseños que fueron sufriendo, y algunas definiciones que ayudaran a situarnos en el tema.

2.1.1.- Kart

Un kart es un vehículo terrestre para un solo ocupante, sin techo ni cabina para piloto, sin suspensiones y con o sin elementos de carrocería, con 4 ruedas no alineadas que se hallan en contacto con el suelo, cuyas 2 ruedas delanteras controlan la dirección y cuyas 2 ruedas traseras, conectadas a un eje de una sola pieza, transmiten la potencia.

Las partes principales son el chasis (incluyendo la carrocería), los neumáticos y el motor.

El karting nace en 1956 en California, Estados Unidos. El primer kart comercial fue construido en agosto de 1956 por Arte Ingels en California con un motor corta-césped de la West Bend Company (1911-2003), una compañía establecida en West Bend (Wisconsin). Muy pronto el karting se fue consolidando en otras bases de los Estados Unidos y comenzaron las primeras competiciones "salvajes". Los go-karts fueron superando aquellos 50 km/h y rápidamente se incorporaron muchas mejoras técnicas.

La fiebre por el karting ganó adeptos con rapidez en todo el territorio de los Estados Unidos antes de cruzar el océano hasta Europa, ya que tres años después de su bautismo en California se contaba con más de 300 marcas diferentes que fabricaban este pequeño vehículo lúdico en Norteamérica. También de manera fulgurante, el karting se convirtió en una nueva disciplina deportiva del automovilismo, en la que comenzaban a participar miles de incondicionales.

En los años 60 este deporte se introdujo en Europa a través de Francia e Inglaterra, y se creaban numerosas federaciones nacionales por todo el mundo. Para aglutinar este proceso federativo, la Federación Internacional de Automovilismo(FIA) decidía crear en 1962 la Comisión Internacional de Karting (CIK). Mientras que los 70 fueron primordiales para el nacimiento del karting en España, de la mano del entrañable Jorge Fuentes y de otros jóvenes apasionados; y en el resto del mundo el karting se revelaba como una auténtica escuela para el deporte del automovilismo, cuyas virtudes formativas aún se elogian hoy. Jóvenes pilotos como Ayrton Senna, Alain Prost o Riccardo Patrese, comenzarían así a recibir sus clases prácticas en sus competiciones infantiles y a promocionar esta disciplina cuando desembarcaron en la Fórmula Uno en los años 80.

Desde aquel 1956 la evolución del karting ha ido en constante aumento, a pesar de que la reglamentación no ha cambiado mucho, los chasis han ido ganando en estabilidad y

frenada. Aquellos primeros tubos de calefacción soldados han dado paso a los más sofisticados chasis y a los sistemas de frenos más modernos. Hoy día un kart puede alcanzar velocidades superiores a los 250 km/h(super kart), pero con una seguridad comparable a la de un Fórmula Uno.

Al principio el karting hizo las delicias de todos los amantes del bricolaje que pudieron exprimir su ingenio creativo, pero pronto algunos constructores comenzaron a producir pequeñas series de chasis. Si al principio los motores de corta-césped MacCulloch, con sus 9 cv, hacían disfrutar a los pilotos, pronto quedaron desbancados por las marcas Montesa, Parilla, Rotax y Comet.

Los siempre entusiastas italianos, cuando se trata de deportes mecánicos, fueron los primeros en especializarse en la construcción de chasis. De este modo, la casa Tecno creó en los años 60 el famoso modelo Puma, que fue el prototipo de todos los otros chasis creados desde entonces. Con más de 2.000 chasis fabricados en 1965, los hermanos Pederzanni, creadores de Tecno, dirigían también sus pasos hacia el automovilismo en las Fórmulas 2.000 y 3.000, antes que los problemas económicos paralizaran un proyecto para la Fórmula 1. Desde esta época, los italianos fueron los reyes, la gran mayoría de material provenía de este país, a pesar de que los motores austriacos Rotax obtuvieron grandes éxitos durante varios años.

En 50 años el karting ha obtenido el respeto y el reconocimiento como un deporte completo y una formidable escuela de conducción. Pilotos de la talla de Michael Schumacher, Mika Häkkinen, Kimi Räikkönen, Fernando Alonso y otros muchos, colaboraron en sus inicios deportivos para que el deporte del karting sea uno de los más difundidos en todo el mundo y sobre todo la base más importante del deporte automovilístico actual.

2.1.2.- Carrocería

La carrocería o latonería de un automóvil es aquella parte del vehículo en la que reposan los pasajeros o la carga. Se denomina carrocería al conjunto de chapas que recubren el vehículo. Si se emplea en conjunto con un chasis independiente la carrocería no realiza ninguna función de resistencia estructural.

Tipos:

- ***Carrocerías según construcción***

❖ *Chasis independiente*

La técnica de construcción de chasis independiente utiliza un chasis rígido que soporta todo el peso y las fuerzas del motor y de la transmisión. La carrocería, en esta técnica, cumple muy poca o ninguna función estructural.

Esta técnica de construcción era la única utilizada hasta 1923, año en el que se lanzó el primer automóvil con estructura monocasco, el Lancia Lambda. Las

carrocerías autoportantes, a lo largo del siglo XX, fueron sustituyendo al chasis independiente. Actualmente sólo se construyen con chasis independientes varios vehículos todoterreno, deportivo utilitarios, y la mayoría de las camionetas grandes y algunas de las camionetas ligeras así como varios automóviles americanos.

Los primeros chasis independientes eran de madera, heredando las técnicas de construcción de los coches de caballos. En los años 1930 fueron sustituidos de forma generalizada por chasis de acero.



Imagen 2.1: Ejemplos de chasis independientes

❖ **Autoportante**

En la carrocería autoportante es una técnica de construcción en la cual la chapa externa del vehículo soporta algo (semi-monocasco) o toda la carga estructural del vehículo.

Otorga mayor rigidez , mayor optimización del habitáculo , reduce el peso y proporciona mayor seguridad ante una colisión pero se produce más corrosión y aumenta el nivel de ruidos .



Imagen 2.2: Ejemplo de chasis autoportante

❖ **Tubular**

La carrocería tubular o superleggera ("superligera" en italiano), es un tipo de carrocería utilizado en vehículos clásicos deportivos de mediados del siglo XX y por los grupos B de los años 80. Fue creada por el carrocerero italiano Touring en 1937.

Esta técnica utiliza como estructura del vehículo una red de finos tubos metálicos soldados, recubierta después con láminas metálicas, frecuentemente de metales exóticos tales como aluminio o magnesio.

Esta técnica consigue una carrocería de gran rigidez y resistencia con muy poco peso. Por otra parte, la fabricación es muy cara y laboriosa.

La técnica todavía se utiliza en modelos deportivos hechos a mano.



Imagen 2.3: Ejemplo chasis tubular

- Según el número de volúmenes

❖ Monovolumen

Un monovolumen es una carrocería en la que no se diferencia más de un volumen. La zona del motor, la cabina y el maletero están completamente integrados. Generalmente, un monovolumen es más alto que un automóvil de turismo (1,60 a 1,80 metros contra 1,40 a 1,50 metros).



Imagen 2.4: Ejemplo carrocería monovolumen

❖ Dos volúmenes

Carrocería en la que se distinguen dos volúmenes independientes. Un volumen para el capó con el motor y otro volumen para el habitáculo y el compartimento de carga.



Imagen 2.5: Ejemplo carrocería de dos volúmenes

❖ Tres volúmenes

En un tres volúmenes o tricuerpo se distinguen claramente los tres volúmenes: un volumen para el capó con el motor, otro volumen para el habitáculo y un tercero para el compartimento de carga.

Los sedanes son casi siempre tricuerpos, y numerosos cupés también los son.



Imagen 2.6: Ejemplo carrocería de tres volúmenes

2.1.3.- Chasis

Estructura o esqueleto del vehículo encargada de soportar el peso de todos los componentes mecánicos y de la propia carrocería. Así mismo debe resistir las cargas dinámicas del funcionamiento de elementos como el motor, transmisión, dirección,...

La carrocería tubular o superleggera (superligera en italiano), es un tipo de carrocería utilizado en vehículos clásicos deportivos de mediados del siglo XX. Fue creada por el carrocer italiano Touring en 1937.

Esta técnica utiliza como estructura del vehículo una red de finos tubos metálicos soldados, recubierta después con láminas metálicas.

Esta técnica consigue una carrocería de gran rigidez y resistencia con muy poco peso

La carrocería se instala sobre el chasis una vez se haya determinado su aplicación. La instalación se efectúa apernando o soldando la carrocería al bastidor. Si es apernada es conocida como carrocería independiente y si por el contrario es soldada se conoce como auto portante.

En los vehículos de competición se podría decir que los dos grandes tipos de chasis son los monocasco y los tubulares. En los primeros la diferencia entre chasis y carrocería es un poco difusa ya que el chasis forma parte de la carrocería. Los tubulares son los más empleados como refuerzo en los vehículos de competición debido a la sencillez en la construcción y en la determinación de los esfuerzos a los que pueda estar sometido. En este proyecto se diseñará y analizará este último tipo.

Se ha de mencionar que en cuanto al comportamiento mecánico el chasis es más rígido que la carrocería, porque interesa que en el momento del choque la carrocería se deforme todo lo que pueda para amortiguar la energía de la colisión y con ello proteger a los pasajeros. Por otra parte interesa que el chasis no se deforme nada para mantener intactas las características de la conducción.

Antiguamente los bastidores consistían en una estructura formada por dos travesaños longitudinales con refuerzos transversales sobre los que se anclaban suspensiones, carrocería y motor.



Imagen 2.7: Ejemplo de chasis tubular.

- Tipos de chasis :
 - ❖ Chasis independiente

La técnica de construcción de chasis independiente utiliza un chasis rígido que soporta todo el peso y las fuerzas del motor y de la transmisión. La carrocería, en esta técnica, cumple muy poca o ninguna función estructural.

Los primeros chasis independientes eran de madera, heredando las técnicas de construcción de los coches de caballos. En los años 1930 fueron sustituidos de forma generalizada por chasis de acero. Existen chasis con bastidores de largueros en forma de escalera, dos travesaños paralelos longitudinales cruzados por travesaños transversales, con travesaño en forma de X y de tubo central.

Esta técnica de construcción era la única utilizada hasta 1923, año en el que se lanzó el primer automóvil con estructura monocasco, la cual fue sustituyendo a la independiente a lo largo del siglo XX. Actualmente solo se construyen con chasis independientes varios vehículos todoterreno, deportivo utilitarios y la mayoría de las camionetas grandes y algunas de las camionetas ligeras así como varios automóviles americanos.

A continuación se muestran dos imágenes donde se pueden observar dos modelos que llevan montado chasis independiente. El primero se trata de un Ssangyong Actyon 4X2 sunroof, mientras que el segundo es un vehículo todoterreno Nissan Terrano.





Imágenes 2.8 y 2.9: Ejemplos de chasis independientes.

❖ Monocasco

El modelo de mayor implantación en la actualidad, es el que integra chasis y carrocería, que anteriormente se ha comentado brevemente , el llamado monocasco.

Puede encontrarse en distintos materiales, como acero, aluminio o materiales compuestos, dándose éstos últimos solo en algunos coches de lujo debido a su alto coste y en coches de competición como los fórmula 1 . Sin duda el modelo más utilizado en la actualidad es el monocasco de acero.



Imagen 2.10: Ejemplo chasis monocasco.

❖ Space Frame

Otro tipo de chasis desarrollado en la actualidad, es el basado en la tecnología llamada Space Frame. Este tipo de estudio se basa en una estructura teórica de enlaces infinitamente fuertes unidos en nodos libres para rotar. Es una estructura que hace la función de soportar y de adoptar rigidez al vehículo, a la vez que protege a los pasajeros. La estructura forma un marco, en el que luego se fijan los paneles .Éstos tienen también una función activa en el soporte de las cargas del coche .Audi es una de las marcas que más ha desarrollado esta tecnología, fabricando muchos de sus modelos en aluminio, reduciendo en algunos casos el peso en un 40%, con las ventajas que eso conlleva de maniobrabilidad y consumo.



Imagen 2.11: Ejemplo chasis Space Frame.

❖ Chasis de competición

Son en una inmensa mayoría monocascos de materiales compuestos. Este es el caso de la fórmula 1.

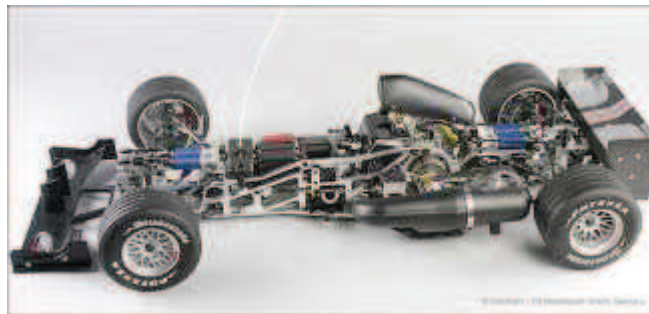


Imagen 2.12: Chasis Formula 1

Si se observan competiciones como Rally o de fórmulas con un nivel inferior se utilizan casos de chasis convencionales, y se refuerzan con estructuras internas tubulares, con protecciones más resistentes para vuelco o colisiones. Este es el caso del coche que se enseña a continuación, se trata del MINI John Cooper Works WRC que en su versión de rally se refuerza con armaduras como las que se pueden ver en la imagen.

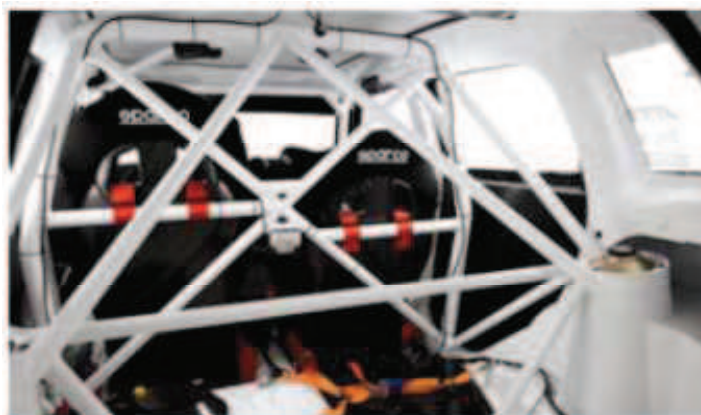


Imagen 2.13: Estructura tubular de refuerzo para coches de rally.

El modelo utilizado en este proyecto es el chasis tubular que anteriormente se ha introducido y que ahora continuara su explicación, dado que nos encontramos dentro de los chasis de competición. Este tipo de estructuras ofrecen una buena respuesta a los esfuerzos aunque su principal inconveniente es el aumento del peso respecto a las anteriores con la ventaja de un coste mucho más reducido.

Dentro de las estructuras de acero tubulares, la mayoría de ellas son soldadas, aunque existe la posibilidad de optar por uniones atornilladas en ciertas partes del chasis. Otra posibilidad a tener en cuenta es la opción de incluir partes de aluminio en el chasis con la ventaja de reducción de peso que esto supone, aunque con los inconvenientes de incurrir en otro coste al incluir un nuevo material.

3.- Especificaciones técnicas del prototipo

Los siguientes apartados tienen como objetivo detallar las especificaciones técnicas de este prototipo de vehículo de circuito poniendo especial atención a aquellas que son determinantes a la hora de diseñar el sistema de transmisión secundaria y el chasis, se analizaron también las dimensiones generales del vehículo así como la distribución general de pesos que éste tendrá.

Hay que destacar que la creación del chasis del futuro vehículo ha sido libre en cuanto a dimensionamiento ya que el tipo de vehículo a fabricar es de creación propia y no se quiere incluir en ningún tipo de competición a nivel nacional, europeo ya existente. Aun así para este vehículo se busco una categoría similar que pertenezca algún campeonato actual, por esto se escogió la categoría de Superkart ya que tiene similitudes en cuanto a dimensiones, algunos componentes y en lo relativo a la potencia del motor. Así con esto se pudo guiar el diseño de forma que estuviese regido en cierta medida por un tipo de normativa de competición de la RFEDA y a la normativa de CIK-FIA.

3.1.- Datos de partida

En este apartado se mencionarán los datos con los que se comenzó el proceso de diseño del proyecto.

El proyecto surgió como ya se ha explicado antes, del interés del proyectista de construir un Kart a partir de un motor de moto de 600cc del que el proyectista ya dispone. Este motor es un motor de una motocicleta HONDA CBR 600F del año 1990. Al tener el motor y ciertas partes utilizables del grupo motor y la transmisión surgió la necesidad de diseñar el chasis y el eje trasero. A su vez surgió el interés en otro proyectista, Ander Ayesa Perez, que conjunto a este proyecto, pero en un proyecto totalmente aparte a este se dispuso a diseñar la transmisión primaria o caja de cambios manual de este mismo vehículo, del que se han utilizado datos para el cálculo del eje trasero, en materia de velocidades punta, máximos pares de torsión etc.

Los datos de partida para este proyecto por lo tanto son las siguientes

-Datos del Motor:

Modelo	Honda CBR 600F
Año	1990
Motor	Refrigeración por líquido, cuatro tiempos, cuatro cilindros transversales, DOHC, 4 válvulas por cilindro.
Capacidad	598cc
Diámetro x Carrera	63 x 48 mm
Ratio de Compresión	11.3:1
Inducción	4x 32mm Keihin CV carbs
Ignición / Arranque	- / eléctrico
Potencia Max.	93 hp 67.9 KW @ 11000 rpm
Par Max.	6.4 m·kg @ 9500 rpm
Transmisión / Conducción	6 Velocidades / Cadena

-Datos de la caja de cambios:

Datos de partida		Reducción de la caja	
D _{rueda}	0,292	1º	2,833
N	11000	2º	1,706
Par max	8500	3º	1,238
R.T.	0,85	4º	0,958
Q	250	R. Cadena	4
μ	0,02		

Vel. Max. En su reducción (Km/h)		Aceleración propulsiva con Par max. (m/s ²)	
V1	51,233	ap'1	14,94
V2	85,079	ap'2	9,77
V3	117,241	ap'3	7,095
V4	151,508	ap'4	5,490

A partir de los citados datos se comienza el proceso de diseño del chasis del kart y de los elementos de la transmisión secundaria.

3.1.1.- Dimensiones principales

En este apartado se detallaran las dimensiones generales del vehículo que son las que se tendrán en cuenta a la hora de su posterior análisis.

Para el dimensionamiento del chasis del Kart se ha optado por seguir las pautas del reglamento de CIK-FIA (Campeonato Internacional de Karting – Federación Internacional de Automovilismo) para poder diseñar un chasis de acuerdo a los requerimientos del mismo, en cuanto a tamaño y rigidez necesaria para el chasis.

Asimismo, se ha optado por hacer un estudio estático del chasis en el que se tomarán en cuenta diferentes ensayos de esfuerzos teniendo en cuenta las solicitudes de potencia, aceleración, frenada y comportamiento en curva de este tipo de vehículos, así como algunos test propuestos por la formula SAE y la RFEDA (Real Federación Española De Automovilismo) en materia de casos de colisión del vehículo.

A continuación se muestra una imagen en la que se puede observar el diseño final del Kart.

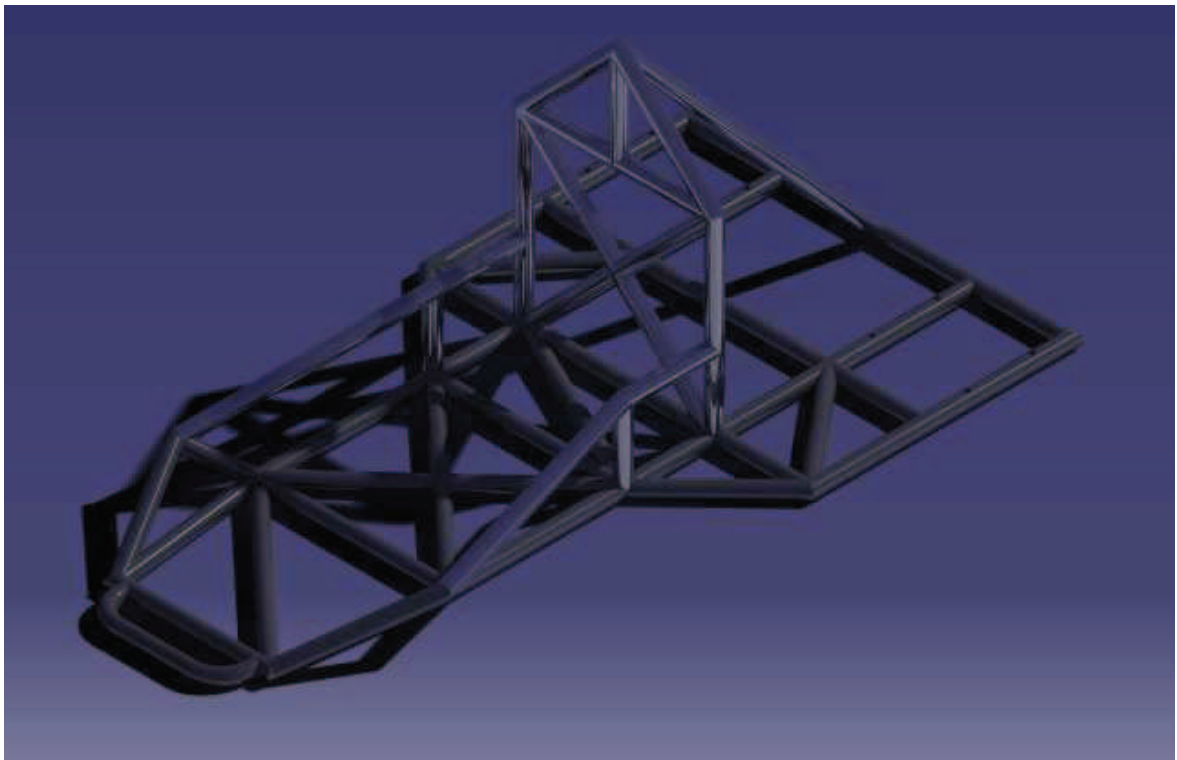


Imagen 3.1: Chasis tubular diseñado.

En la siguiente tabla se pueden ver las dimensiones generales del vehículo:

DIMENSIONES GENERALES	
Longitud total	1900mm
Anchura total	1400mm
Altura total	750mm
Distancia entre ejes	1325mm

Tabla 3.1: Dimensiones del vehículo

3.1.2- Distribución general de pesos

Uno de los puntos más importantes que condiciona el comportamiento predecible del prototipo es la manera en la que el peso está distribuido en el chasis. Efectivamente todas las reacciones del vehículo tanto en las frenadas como en los pasos por curva dependen del centro de gravedad (Cg) del vehículo. No es lo mismo que el centro de gravedad esté en un sitio u otro, tenerlo más a la izquierda o a la derecha, más alto o más bajo. Las reacciones del prototipo pueden ser ligeramente modificadas por una variación del centro de gravedad.

Pero el componente más apreciable del peso en carrera puede ser el peso del piloto, lo que hace que la colocación del asiento será, no sólo un asunto de comodidad de manejo, sino también un factor de reglaje; como se verá en el cálculo aproximado de la colocación del centro de gravedad.

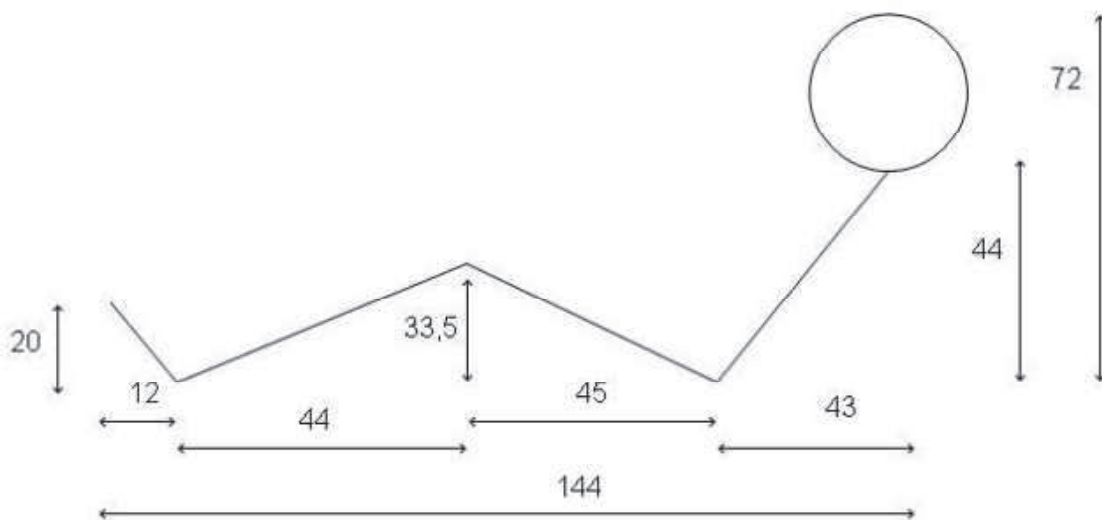


Imagen 3.2: Colocación del piloto

En la siguiente tabla clasificatoria de pesos se pueden observar los pesos aproximados más significativos del vehículo y los agrupamientos menos importantes, con la finalidad de conocer de la manera más fiable la situación posterior del centro de gravedad del vehículo y consecuentemente conocer el comportamiento que éste tendrá y el posible reglaje que sea necesario.

		Peso (Kg)	X _{cm} (mm)	Z _{cm} (mm)
Chasis	Antivuelco	7.17	680	425
	Barras frontales (40mm)	12.56	1590	80
	Barras traseras (32mm)	15.67	690	50
	Motor	70	480	300
	Transmisión	40	480	230
	Complementos (deposito, ruedas, eje, Tara, etc...)	25	900	200
	Piloto	80	900	400

Por lo tanto el peso total del vehículo será:

PESO DEL VEHÍCULO EN CARRERA	
Peso total sin piloto	170 Kg
Peso total con piloto	250 Kg

Tablas 3.2 y 3.3: Peso de los elementos del vehículo.

3.1.3- Centro de gravedad (CG) y centro de presiones (CP)

Es el centro de aplicación de las fuerzas o pesos que se encuentran sobre el vehículo. Se trata de una magnitud muy importante, ya que esta condicionará en gran medida el buen funcionamiento del vehículo. El centro de gravedad afecta a la conducción, a la estabilidad e incluso a la aceleración y frenada del vehículo.

El objetivo principal a cumplir en cuanto a la distribución de los pesos del prototipo es que el centro de gravedad sea lo más centrado y bajo posible para así conseguir la mejor eficiencia y aprovechamiento de las prestaciones del motor a la vez de una mejor conducción del vehículo. Por otra parte, a veces puede resultar conveniente subir el Cg (colocando el asiento un poco más alto) para conseguir mejores transferencias laterales del peso, sobre todo en frenadas y curvas muy cerradas, debido al mayor brazo del par de fuerzas. Como la mayor parte del peso en el Cg es el del piloto, subir el asiento aumenta ligeramente el agarre trasero.

El centro de gravedad del vehículo estará directamente relacionado con el peso y centro de gravedad de cada elemento del vehículo y el piloto. Para hallar el centro de gravedad se ha de aplicar la siguiente fórmula:

$$\mathbf{r}_{cm} = \frac{\sum_i m_i \mathbf{r}_i}{\sum_i m_i} = \frac{1}{M} \sum_i m_i \mathbf{r}_i$$

En el diseño de un chasis, en cuanto al peso y su distribución se deberán tener en cuenta los siguientes puntos:

- Cuanto menos peso tenga el chasis, respetando la rigidez, mejor se aprovechará la potencia del motor.
- Respecto a los estudios para la altura del vehículo, conviene que el centro de gravedad esté lo más bajo posible para disminuir el balanceo.

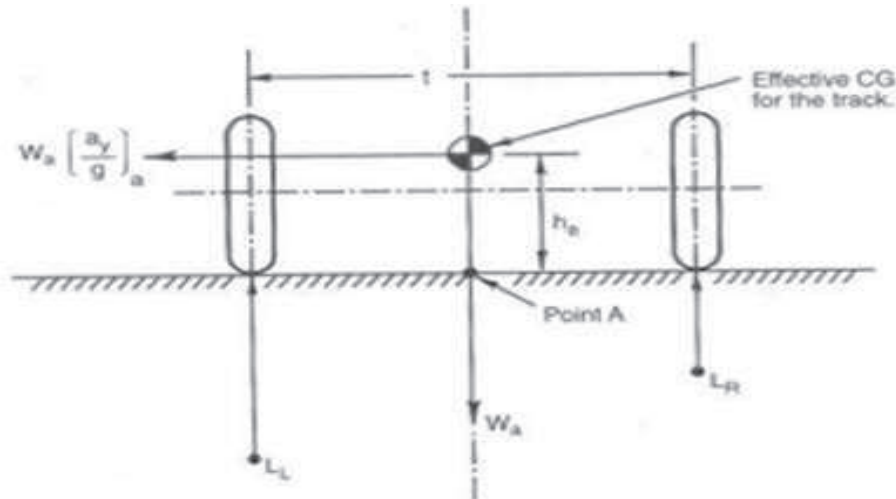


Imagen 3.3: Situación del centro de masas en el vehículo.

- Respecto a los estudios hechos para la aerodinámica, conviene que el centro de gravedad esté por delante del centro de presiones lateral, para evitar inestabilidades en la conducción debidas a cambios súbitos de viento lateral. Es sabido que el centro de presiones lateral está más atrás si la superficie lateral es mayor en la parte trasera que en la delantera. Esto no será un problema ya que la mayor parte de la superficie y peso de los vehículos tipo kart se encuentran en la parte trasera del vehículo.

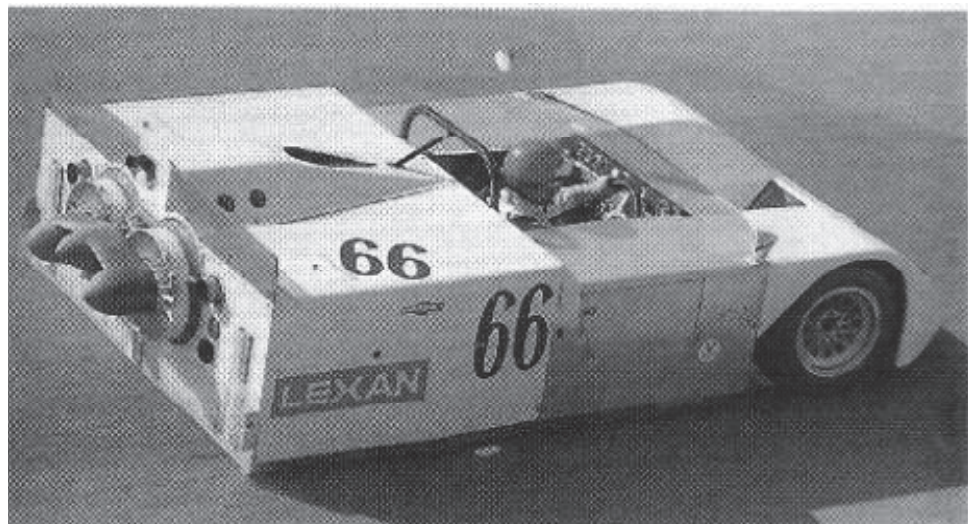


Imagen 3.4: La superficie es mayor y hace que el centro de presiones esté po detrás del centro de gravedad. La conducción es más estable.

En el apartado de cálculos se calculara el centro de gravedad, para posteriormente poder calcular las reacciones en los ejes para las distintas situaciones en las que se verá el vehículo en condiciones normales de funcionamiento, como pudieran ser la aceleración o la frenada.

3.2.- Diseño conceptual de los componentes

Los siguientes apartados tienen como objetivo el diseño de manera únicamente conceptual de los componentes del prototipo. Se hará una explicación teórica y funcional de los componentes elegidos, así como los factores importantes a tener en cuenta en cada uno de ellos.

Primero se comenzará exponiendo los elementos de los que se ya dispone, como se ha relatado anteriormente, después los elementos necesarios para el cálculo de de los posteriores elementos de transmisión y después se mostrarán los elementos que se diseñaran o seleccionaran.

3.2.1.- Grupo motor

Como ya se ha expuesto el motor del que se dispone se trata de un motor de fabricación en serie de una motocicleta Honda CBR 600F del año 1990, de 600 cc de capacidad.

CARACTERISTICAS MECÁNICAS	
Modelo	Honda CBR 600F
Año	1990
Motor	Refrigeración por líquido, cuatro tiempos, cuatro cilindros transversales, DOHC, 4 válvulas por cilindro.
Capacidad	598cc

Diámetro x Carrera	63 x 48 mm
Ratio de Compresión	11.3:1
Inducción	4x 32mm Keihin CV carbs
Ignición / Arranque	- / eléctrico
Potencia Max.	93 hp 67.9 KW @ 11000 rpm
Par Max.	6.4 m·kg @ 9500 rpm
Transmisión / Conducción	6 Velocidades / Cadena

Tabla 3.4: Características del motor.

En las siguientes capturas del programa de diseño Catia se muestra el motor.

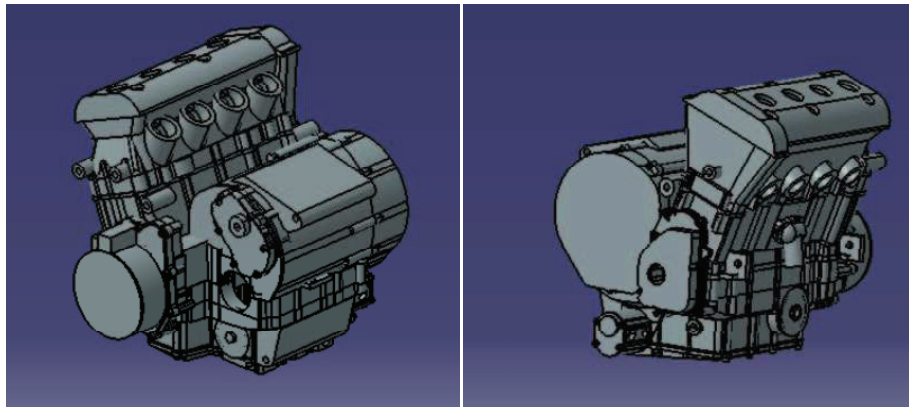


Imagen 3.5: Vistas del grupo motor utilizado

3.2.2.- Transmisión primaria (caja de cambios manual)

Como se ha explicado antes este elemento vital para el funcionamiento del vehículo no será un elemento de fabricación en serie como el anterior, sino que será el diseñado y calculado por el proyectista y estudiante de la UPNA Ander Ayesa Pérez. Al ser una caja de cambios especialmente diseñada para este vehículo todos los datos que se mostrarán a continuación son totalmente validos para el vehículo, sin tener que hacer ninguna modificación al adaptarlo al mismo. Todos los cálculos de velocidades y aceleraciones han sido realizados con el motor anteriormente citado y con las distribuciones de peso citadas.

Ahora se volverán a mostrar las características mecánicas y físicas que surgen como resultado de la aplicación de esta transmisión, junto con la transmisión secundaria de tipo piñón corona y cadena que se relatara a continuación de este apartado:

Reducción de la caja		Aceleración propulsiva con Par max. (m/s ²)		Vel. Max. En su reducción (Km/h)	
1º	2,833			V1	51,233
2º	1,706	ap'1	16,236	V2	85,079
3º	1,238	ap'2	9,777	V3	117,241
4º	0,958	ap'3	7,095	V4	151,508
R. Cadena	4	ap'4	5,490		

En las siguientes capturas del programa de diseño Catia se muestra la caja de cambios manual utilizada:

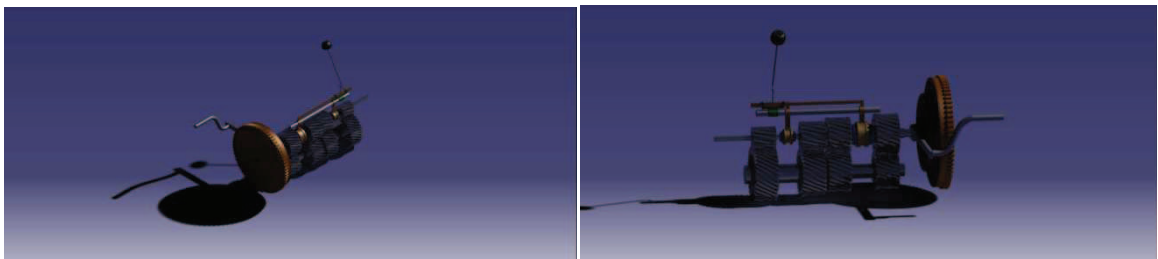


Imagen 3.6: Vistas de la caja de cambios

3.2.3.- Elementos estándar

Con elementos estándar se quiere referir a elementos que no se seleccionaran directamente de ningún proveedor, pero que se deben tener en cuenta para la realización de los cálculos de los elementos del chasis y la transmisión trasera que se detallarán más adelante.

Estos elementos son las ruedas y los frenos. En adelante se necesitarán los datos de frenada y diámetros de rueda, para calcular las sollicitaciones de frenada para el ensayo de máxima frenada del chasis y la velocidad del eje trasero y las cada rueda dentada que componen la transmisión secundaria.

- Neumáticos

Estos elementos se han seleccionado en base a la normativa del CIK-FIA para la competición de Superkarts. Según este reglamento, para los vehículos denominados Superkart las llantas de las ruedas deben ser de 6 pulgadas de diámetro y los neumáticos deberán tener un diámetro máximo de 350 mm y una anchura máxima 250 mm.

Con estos datos, se consulto el catálogo de los Neumáticos Sava:

	Medida	Compuesto	Banda Dibujo	Ancho total	Diámetro total	Max. Pres. Inflado
	Medida			mm.	mm.	bar
NEUMÁTICO KART SAVA						
	10x4.50 - 5	SRL	Kart	132	262	4
	10x4.50 - 5	SRB	Kart	132	262	4
	10x4.50 - 5	SRA	Kart	132	262	4
	11x7,10 - 5	SRL	Kart	210	280	4
	11x7,10 - 5	SRB	Kart	210	280	4
	11x7,10 - 5	SRA	Kart	210	280	4
	10,5x4.60 - 6	SRL	Kart	135	271	4
	10,5x4.60 - 6	SRB	Kart	135	271	4
	10,5x4.60 - 6	SRA	Kart	135	271	4
	11.5x7.10 - 6	SRL	Kart	210	292	4
	11.5x7.10 - 6	SRB	Kart	210	292	4
	11.5x7.10 - 6	SRA	Kart	210	292	4

Tabla 3.5: Medidas de los neumáticos de kart.

Las medidas de los neumáticos corresponden al diámetro del neumático x el ancho de banda del neumático – el diámetro de la llanta, como se puede observar en la siguiente imagen:



Imagen 3.7: Medidas de los neumáticos de kart.

Los compuestos que aparecen en las tablas se refieren a los siguientes tipos de compuesto de neumático:

SRA: neumático racing muy blando

- Adecuado para frío o superficies lisas.
- Excelente agarre.
- Tiempo de vuelta rápido y constante.
- Estabilidad óptima y eficiente transmisión de fuerzas.
- Para competición en campeonatos nacionales, copas y carreras sociales.

SRB: neumáticos racing blandos

- Adecuado para temperaturas cálidas y superficies no lisas.
- Muy buen agarre.
- Mayor duración y sólida conducción.
- Excelente relación precio-calidad.
- Para competición en campeonatos nacionales, copas y carreras sociales.

SRL: neumáticos racing enduro

- Adecuado para competición tanto indoor como outdoor.
- Buen agarre, varias horas de duración en carrera.
- Para campeonatos enduro y sociales.

Para el prototipo y los posteriores cálculos, se eligieron las medidas 10.5x4.6 – 6 para los neumáticos delanteros y las medidas 11.5x7.10 – 6 para los neumáticos traseros. A continuación se puede observar unas imágenes de los neumáticos en el programa Catia:

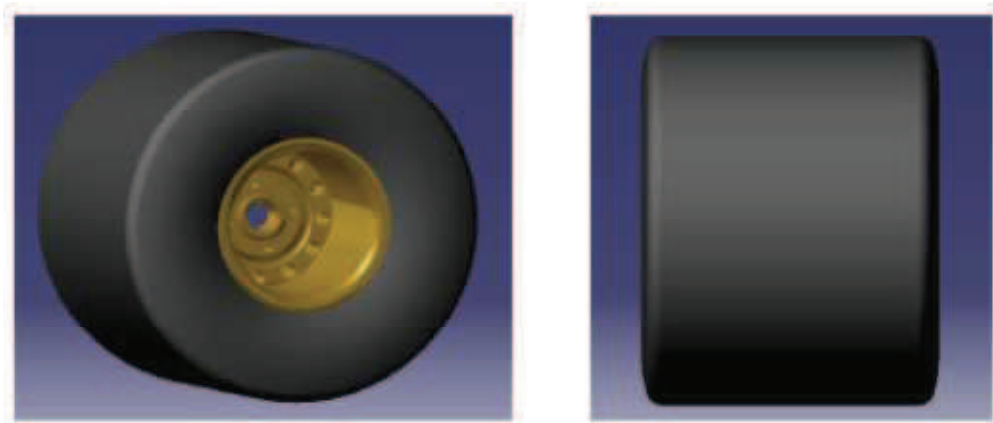


Imagen 3.8: Vistas de los neumáticos traseros

- Sistema de Frenos.

Los frenos se utilizan para realizar la maniobra de parada del kart. Lleva un disco metálico situado en el eje trasero solidario al mismo y unas pastillas, situadas en las pinzas de freno, de manera que al pisar el pedal de freno, las pastillas friccionen el disco de manera que detenga el eje trasero consiguiendo así detener el kart.

Cualquier piloto de alta competición sabe de la importancia de los frenos, pues estos son los responsables en parte de “arañar” decimas e incluso milésimas en cada vuelta.

Como todo deporte de competición, también “penaliza” las frenadas inútiles al igual que se “premia” a las eficaces.

Por ello siempre se ha de tener bien revisado el sistema hidráulico del sistema de frenado, las pastillas, los discos... y dependerá de cada piloto el ajuste de la carrera del pedal, aunque lo aconsejable será siempre una carrera corta para que la reacción del pie sea lo más rápida posible.

Para este prototipo es necesaria la instalación de frenos delanteros y traseros. En el eje delantero el sistema utilizado será el semejante al que podrían montar la gran mayoría de turismos del mercado (un freno para cada rueda); para el caso del eje trasero la opción elegida es diferente. Teniendo en cuenta que en este prototipo hay un sistema de frenado para cada eje es necesario equipar al vehículo de un repartidor de frenada, ya que lógicamente el piloto solo pisa un pedal de freno y es necesario un mecanismo que reparta proporcionalmente la presión de frenada a cada eje.

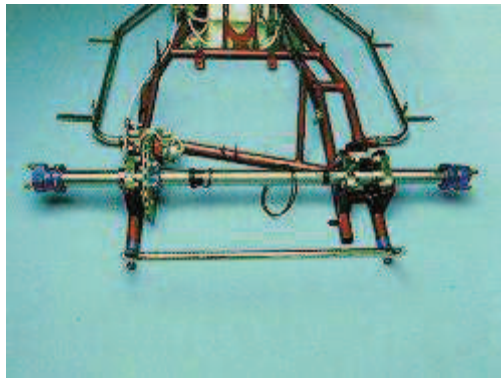


Imagen 3.9: Sistema de frenado trasero

El sistema de frenos con el Kit de freno radial para el eje trasero. Como se puede apreciar se trata un sistema de freno radial, totalmente rediseñado, con el portadiscos en el centro (para evitar torsiones indeseadas en el disco), pinza radial, etc.

En este punto, no se seleccionará ningún tipo concreto de elemento de frenada, pero se tomarán en cuenta para los posteriores cálculos de reparto de pesos en la frenada, se utilizará los datos de telemetría obtenidos de la página oficial de la Real Federación Española de Automovilismo (RFEDA), en la que marcan la capacidad de frenada máxima de un vehículo de la modalidad de Superkart en 1,5 G de frenada.

4.- Diseño de la estructura del chasis

El chasis es la estructura que formará el vehículo, que sostiene y aporta rigidez, por tanto del chasis se deriva la estabilidad, el dinamismo y el comportamiento final del vehículo en funcionamiento. Se puede decir por tanto que es la estructura más importante del vehículo.

La estructura del vehículo tiene que soportar los esfuerzos y sollicitaciones mecánicas a los que estará sometido durante su utilización, con lo que el chasis tendrá que cumplir unos

ciertos valores de rigidez. Para conseguirlos, se considerara la resistencia estática y la estabilidad de los elementos estructurales.

Al igual que el chasis es uno de los elementos más importantes para el diseño del vehículo será el elemento que garantizara la seguridad del piloto, por ello he establecido ensayos requeridos por la RFEDA y la Fórmula SAE, además de algunos otros que serán de gran utilidad para el diseño eficiente de la estructura como ya hemos comentado antes.

4.1.- requisitos técnicos del diseño

Antes de comenzar a diseñar el chasis se tendrán que establecer una serie de requisitos que se tendrán que llegar a conseguir al final de dicho diseño para asegurarse el buen funcionamiento del mismo. Se han descrito dichos requisitos de la siguiente manera:

- Rigidez:
 - ❖ La deformación elástica de la estructura ha de ser lo mínima posible para optimizar el funcionamiento del vehículo pero a su vez no excesivamente rígida para que el bastidor sea capaz de absorber correctamente las irregularidades del asfalto, así como las fuerzas torsionales generadas al girar a gran velocidad sin que el vehículo pierda su trayectoria.
 - ❖ Ofrecer una transferencia optima de los pesos en la dinámica, movimiento del vehículo.
- Funcionalidad:
 - ❖ Las dimensiones del chasis tanto de longitud como de altura deben de ser lo mínimas posible para garantizar la conducción por todo tipo de terrenos además de facilitar la instalación de elementos mecánicos y eléctricos (si fuesen necesarios). Pero sobre todo para que el peso y coste del vehículo sean lo mínimo posible. Todo ello garantizando la seguridad del conductor.
 - ❖ Las dimensiones de anchura también tienen que ser las mínimas que hagan posible la dirección del vehículo sin problemas
- Ligereza:
 - ❖ Con ello se conseguirá aumentar el rendimiento dinámico del vehículo, como consecuencia se producirá una disminución de las fuerzas, momentos e inercias.
 - ❖ Se mejorara el rendimiento mecánico que llevará a más potencia efectiva del motor.
 - ❖ También se optimizará el consumo de carburante y la degradación de los neumáticos y los frenos respectivamente.

4.1.1.- rigidez a flexión y a torsión

La expresión global de la rigidez es: $K = \frac{P}{\Delta}$

Siendo: P, la carga aplicada

Δ , la deformación

La rigidez cumple las siguientes proporcionalidades: $K \propto E \cdot I$ y $K \propto E \cdot A$

Siendo: E, el módulo de elasticidad o módulo de Young

I, el momento de inercia

A, el área de la sección

De estas proporcionalidades se deduce que a mayor módulo de elasticidad, momento de inercia y/o área de sección, mayor rigidez.

Cuando se va a diseñar una estructura tubular se debe tener en cuenta la rigidez con la que contara el modelo. Se van a estudiar dos tipos de rigidez: rigidez a flexión y a torsión.

- **Rigidez a flexión:**

Es la rigidez que se refiere a la posibilidad de que la estructura se flexione como consecuencia del peso de los elementos que conforman el vehículo y del ocupante del mismo. Al tratarse en este caso de una estructura de acero es de suponer que este suceso no producirá ningún problema a la hora de realizar el diseño.

- **Rigidez a torsión**

Esta rigidez es de vital importancia a la hora de validar el diseño de un vehículo de estas características debido a ésta definirá el comportamiento y la deformación de la estructura delante de solicitaciones asimétricas. Un ejemplo de este caso será cuando al dar una curva a gran velocidad con una aceleración lateral elevada la mayor parte del peso del vehículo recaiga sobre uno de sus flancos.

El método más utilizado para crear rigidez en estructuras tubulares es la triangulación, mediante esta se consigue reducir notablemente la deformación máxima sufrida por el chasis, debido a que la deformación producida por los esfuerzos axiales es bastante menor que los producidos por los torsores y flectores. En este tipo de vehículos, como se ha podido observar en la imagen anterior es difícil triangular la estructura por dos razones:

- Al triangular la estructura esta se volvería demasiado rígida para el escaso peso del Kart.
- El peso del vehículo se incrementaría demasiado para el tipo de vehículo en cuestión, afectando así a su rendimiento.

Lo anterior se refiere a que cuando la estructura no está arriostrada mediante barras diagonales gran parte de los esfuerzos son absorbidos por los nudos en forma de flexores. Para paliar este efecto en los nudos del bastidor se ha optado por la introducción de barras de refuerzo que triangulen únicamente aquellos puntos donde las sollicitaciones de los nudos son mayores. Así conseguimos que estos elementos estén sometidos a esfuerzos axiales de manera que los nudos trabajan con un momento flexor más reducido, además de reducir considerablemente el peso del vehículo y aumentar su rendimiento.

En cuanto a los esfuerzos axiales, será preferible que sean de tracción en lugar de compresión para evitar en lo más posible la aparición del fenómeno del pandeo.

En la estructura tubular diseñada se ha intentado utilizar en mayor medida este método pero como se ha comentado anteriormente esto no siempre es compatible con el tipo de vehículo que se pretende diseñar, por ello solo se ha utilizado en la medida de lo posible y necesario. A continuación aparecen algunas piezas o zonas donde este método ha sido utilizado.

La siguiente imagen se refiere a la zona media del chasis, en la que se ha pretendido dar mayor rigidez por tema de seguridad ya que es el lugar donde se situará el piloto.



Imagen 4.1: Ejemplo triangulación en la zona central del chasis.

La segunda, es la parte donde van ancladas las ruedas delanteras y por tanto una zona que sufrirá grandes esfuerzos a la hora de tomar curvas cerradas, además de proporcionar mayor resistencia en caso de impacto frontal.



Imagen 4.2: Triangulación de los soportes de las ruedas

Las siguientes imágenes pertenecen al conjunto del sistema de protección del piloto también llamadas barras antivuelco.

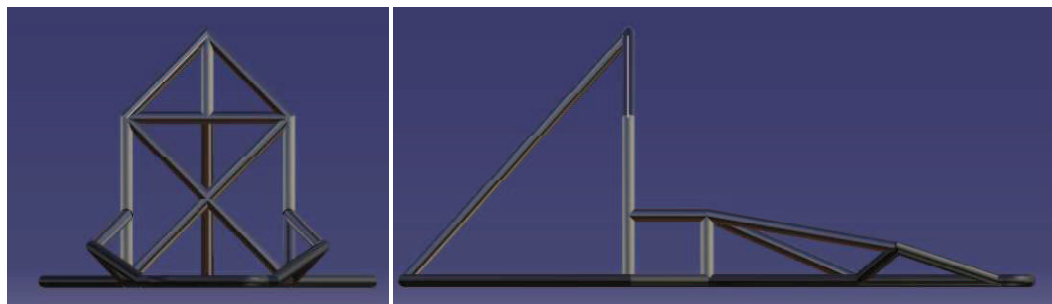


Imagen 4.3: Triangulación de los elementos de la estructura antivuelco,

4.2.- Método de trabajo

En este apartado se hace referencia al conjunto de procesos y métodos de trabajo que se llevan a cabo para diseñar y analizar un elemento o conjunto de elementos reales y finalmente llegar a las conclusiones.

Para el diseño y análisis de este proyecto se ha seguido el siguiente proceso:

4.2.1.- Búsqueda de información

En un principio se piensa en el diseño de un chasis tubular, pero sin descartar otras posibles configuraciones que puedan ir resultando más adecuadas. Debido a ello se empieza a buscar e investigar por la red y por revistas especializadas diferentes tipos de soluciones constructivas que pueden servir de ayuda antes de decantarse por un tipo de chasis.

4.2.2.- Obtención del modelo

Gracias a toda la información recogida y las ideas adquiridas anteriormente se decide por la realización del chasis mediante una estructura tubular como dicta el reglamento de CIK-FIA por su buen comportamiento ante diversos tipos de carga y a favor del proyectista por su mayor sencillez a la hora de ser diseñado, pudiendo introducir en la misma los elementos macizos que aporten rigidez o sean sin más una solución constructiva.

Este tipo de chasis además, permitirá con cierta facilidad el diseño e integración de un habitáculo de seguridad que permitirá mantener la integridad del piloto en caso de colisión y vuelco del vehículo. Esto es especialmente importante ya que uno de los objetivos de este proyecto es el de crear una estructura antivuelco para este vehículo tipo Kart aunque no sea requisito del reglamento específico de competición de este tipo de vehículos de tracción trasera.

Se parte de un modelo inicial que posteriormente podrá ser modificado según los condicionantes de cargas y / o parámetros de diseño buscados.

Como anteriormente ha sido mencionado el chasis se diseñó mediante el programa Catia. Para la obtención del modelo final, como no se sabía cuál sería la configuración de estructura más adecuada, primero se diseñaron unos cuantos modelos de chasis plano, sin estructura antivuelco, para posteriormente someterlos a los ensayos de aceleraciones y fuerzas y ver que configuración era la mejor.

A continuación se muestran unas imágenes de las diferentes configuraciones que se diseñaron:

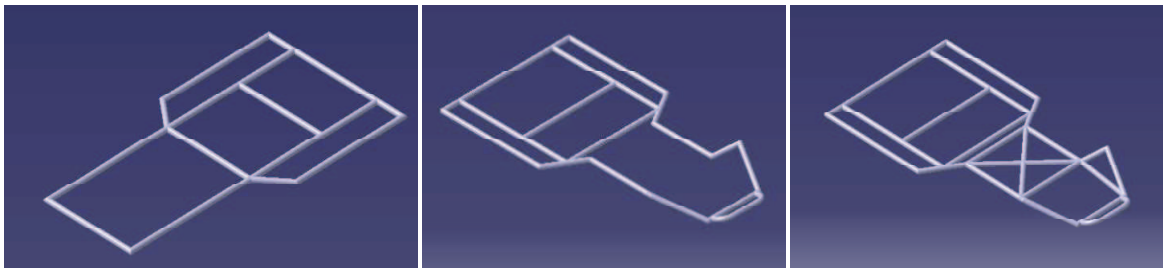


Imagen 4.5: Ejemplos diseños chasis iniciales.

De cada esbozo o diseño, se modelaron diferentes configuraciones, de mayor o menor anchura, con o sin refuerzo...

Una vez obtenido los datos de los diferentes ensayos de cada una de estas estructuras planas, como el objetivo de este proyecto era el de crear una estructura que aportará mayor seguridad al vehículo tipo kart, se diseñaron nuevas configuraciones añadiendo el sistema de barras antivuelco.

A continuación se pueden observar algunas de estas configuraciones que se diseñaron:

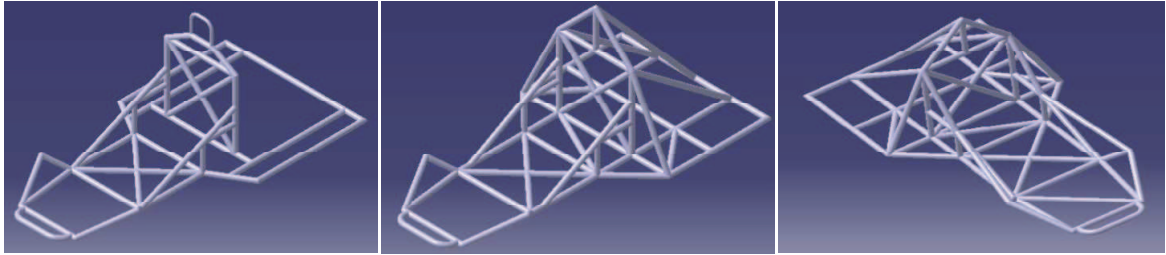


Imagen 4.6: Ejemplos diseños con antivuelco

Por último y tras numerosos ensayos de esfuerzos realizados con la ayuda del programa MARC-MENTAT, se llegó al que sería el modelo de estructura del vehículo:

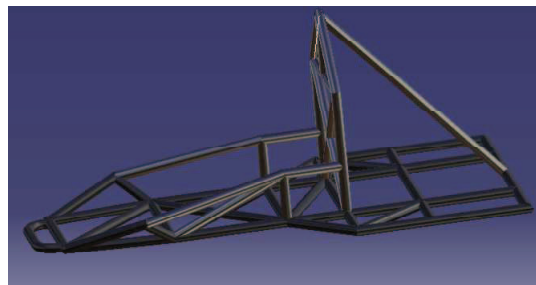


Imagen 4.7: Estructura final del chasis del vehículo

4.2.3.- Modelado del chasis

A la hora de diseñar los diferentes modelos de estructura tubular del chasis, hacía falta un programa de CAD que sirviera de ayuda para el desarrollo por ordenador de la estructura y el programa elegido fue el CATIA, y en concreto la versión V5, que era más conocida por el proyectista.

Antes de empezar a dibujar directamente en el ordenador se hicieron algunas hipótesis de las medidas de los elementos estructurales con la ayuda de la información recopilada anteriormente y que a posterior podrían ser modificadas al gusto del proyectista o por necesidad de un rediseño tras la obtención de los resultados de los análisis que más adelante se detallará. Además, como se ha comentado en la sección anterior, se hicieron diferentes pruebas con cada modelo diseñado, variando sus tamaños o añadiendo barras en los puntos donde se viera la necesidad, tras obtener los resultados de los ensayos recreados mediante el programa MARC-MENTAT que será detallado más adelante.

Mediante CATIA se fueron creando uno a uno y por separado todos los elementos estructurales que generaban cada uno de ellos un archivo del tipo “.CATpart”. Cuando se tuvieron todos los elementos dibujados se fueron uniendo todos en un único ensamblaje generando con ello un solo archivo del tipo “.CATproduct”.

4.2.4.- Mallado de la estructura

Este punto se realiza gracias a la pestaña de “finite element modeling” dentro de la sección de simulation dentro del propio programa Catia V5. Aquí se va a exportar el mallado en un archivo con extensión (.DAT) en el cual habrá que realizar una

modificación, debido a la incompatibilidad con el programa MARC-MENTAT, abriendo el archivo en un bloc de notas y reemplazando las comas por puntos.

Realmente lo que se va a mallar y lo que va ser sometido al posterior análisis es solo el chasis. Como puede observarse en la posterior imagen para el mallado se utilizan los cuadrados de tipo linear con una medida de 8mm. Esta medida será más que suficiente para un mallado regular por toda la pieza. Se ha utilizado este tipo de mallado debido a que luego en el programa MARC-MENTAT de elementos finitos para el análisis hace falta integrar y será más sencillo la integración de un cuadrado que la de otro tipo de figura .

Seguidamente se puede observar una imagen de la pestaña donde se seleccionan las propiedades de los mallados.

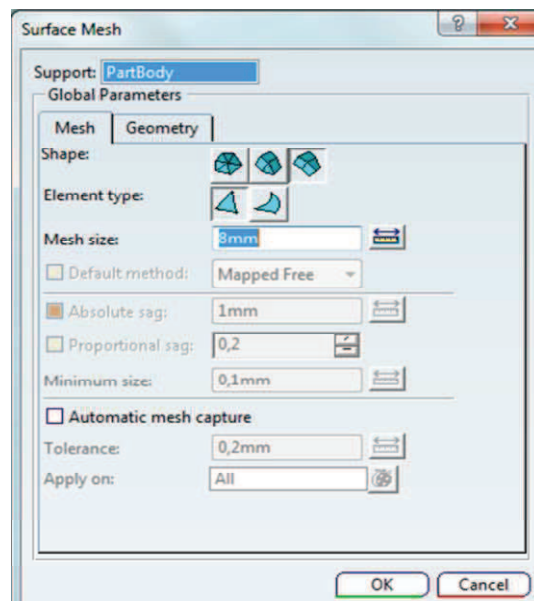


Imagen 4.8: Menú de mallado superficial del programa Catia V5

A continuación se observa una imagen donde se puede observar que el mallado obtenido en todas las superficies es bastante regular.

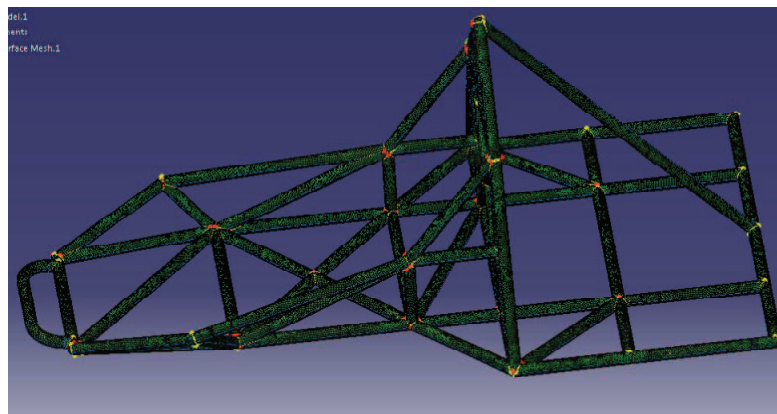


Imagen 4.9: Mallado de la estructura en el programa Catia V5.

En la última imagen de mallados en CATIA se ve que el mallado es continuo, es decir, que no se interrumpe entre pieza y pieza. Esto se consigue, que toda la estructura es solo una pieza, gracias a la herramienta de CATIA “add parts” que más adelante se explica.

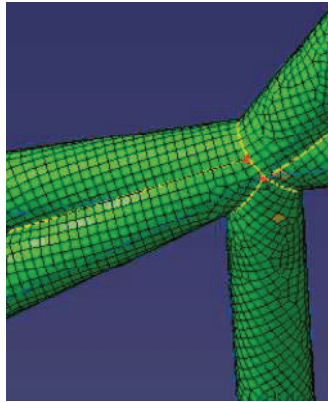


Imagen 4.10: Mallado de un nudo de la estructura

Se puede observar además, que en las dos imágenes el mallado aparece con prácticamente todos los elementos en verde. Esto significa que los elementos son totalmente homogéneos y uniformes.

Una vez obtenido el mallado en CATIA se exporte éste al programa MARC-MENTAT para su posterior análisis, como ya se ha mencionado antes.

4.2.5. Análisis de la estructura en MARC-MENTAT

Una vez que ya se ha modificado el bloc de notas, anteriormente se ha explicado, para hacerlo compatible con el programa la imagen que se obtiene es la siguiente:

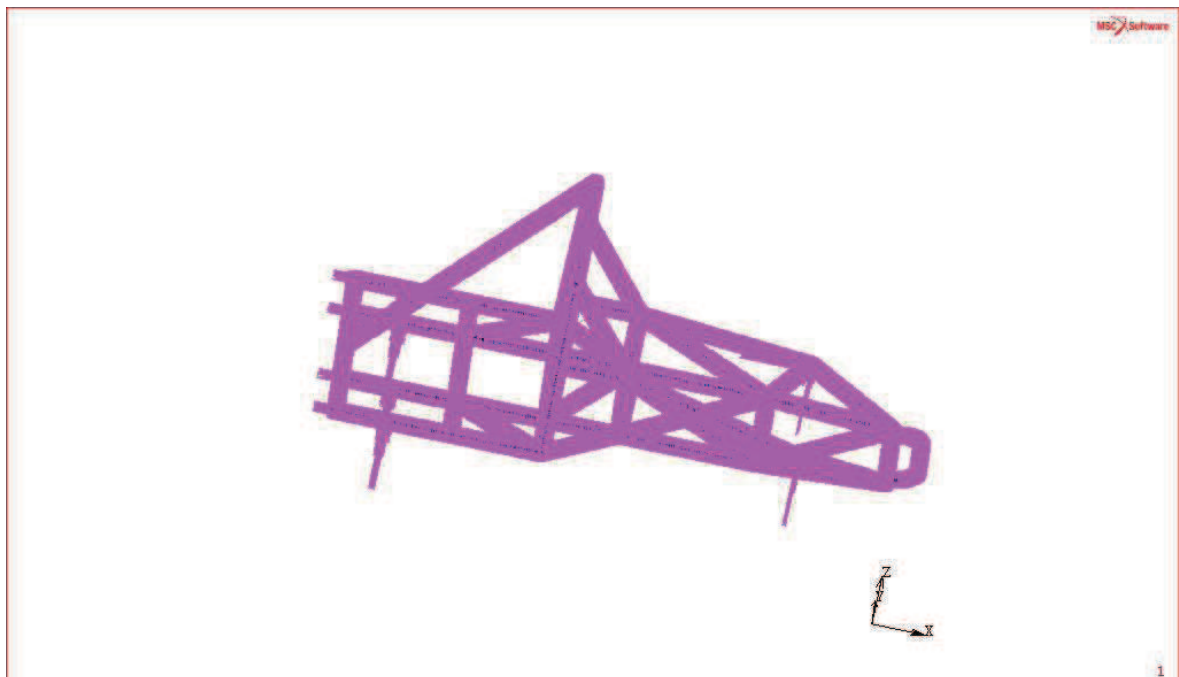


Imagen 4.11: Imagen de la estructura en Marc-Mentat

En este programa habrá que realizar una serie de modificaciones, además de otorgar al chasis de unas propiedades geométricas, establecer los materiales, añadir las cargas que soportará...

La estructura que se sigue en el programa y que se suele hacer en todos o casi todos los de elementos finitos será la siguiente:

- Pre proceso

Donde se realizara la definición de geometría, la generación de malla, la asignación de propiedades a los materiales y otro tipo de propiedades.

Se comenzara con la asignación de elementos tipo “Shell” al mallado aunque durante el análisis podría verse conveniente el empleo de otro tipo de elementos. Como en CATIA se ha realizado una estructura tubular maciza aquí se le colocara un pequeño espesor dependiendo del espesor de los tubos en cada modelo que se analizará. En muchos casos se designarán espesores diferentes para cada parte del chasis, a fin de optimizar al máximo el modelo y sus prestaciones, como se verá en la sección de cálculos.

Luego se seleccionarán los materiales que se van a utilizar para el análisis del chasis. En un principio se va a utilizar un acero y un aluminio de las siguientes propiedades:

	ACERO	ALUMINIO
Densidad	$7,85 \cdot 10^{-9} \text{ N/mm}^2$	$2,7 \cdot 10^{-9} \text{ N/mm}^2$
Módulo de elasticidad	$E = 210000 \text{ N/mm}^2$	$E = 71000 \text{ N/mm}^2$
Coefficiente de Poisson	$\nu = 0,3$	$\nu = 0,33$

Tabla:4.1 Propiedades de los materiales introducidos en Marc-Mentat para el análisis.

La especificación de los materiales sería el acero AISI 4130 y el aluminio AISI 6061-T6. Esta nomenclatura de los aceros es mediante el sistema S.A.E. – AISI. Como la microestructura del acero determina la mayoría de sus propiedades y ella está determinada por el tratamiento y la composición química, uno de los sistemas más generalizados en la nomenclatura de los aceros es el que está basado en su composición química.

En este sistema de los metales se clasifica con cuatro dígitos. Los dos primeros se refieren a los dos elementos de aleación más importantes y los dos o tres últimos dan la cantidad de carbono presente en la aleación. Debido a ello, el acero AISI 4130 estará compuesto por molibdeno y manganeso en la aleación y por un 0.3% de carbono, y el aluminio 6061-T6 lo estará principalmente se Silicio y el magnesio.

En el acero, el molibdeno mejora notablemente la resistencia a la tracción, la templabilidad, resistencia a la fragilidad causada por el temple y la resistencia al creep de los aceros (deformación por fluencia lenta). Su bajo contenido de carbono la da buenas

características de soldabilidad. El molibdeno aumenta la resistencia de los aceros en caliente.

Por otro lado, el manganeso se añade como elemento de adición para neutralizar la influencia del azufre y del oxígeno. También actúa como desoxidante y evita, en parte, que en la solidificación del acero se produzcan porosidades perjudiciales. Además, sin el manganeso los aceros no se podrían laminar ni forjar porque al tener azufre, éste hace que a la hora de trabajos en caliente funda el acero.

El tipo de acero o aluminio y el espesor de las barras cilíndricas podrán verse modificados por exigencias técnicas tras los análisis (que no aguanten las cargas introducidas) o por comparar con otro tipo de barras para observar cuál de ellas resistente mejor las cargas.

Por último en la pestaña de boundary conditions se irán estableciendo e introduciendo las distintas cargas y restricciones para los pertinentes análisis que se realizarán a posteriori. La selección de cada una de ellas se hará más adelante. A continuación se muestran los tres tipos de restricciones y cargas que se han introducido en el modelo, restricción de movimiento, cargas de gravedad (entre las que se incluyen las aceleraciones tangenciales y axiales del vehículo) y las cargas puntuales:

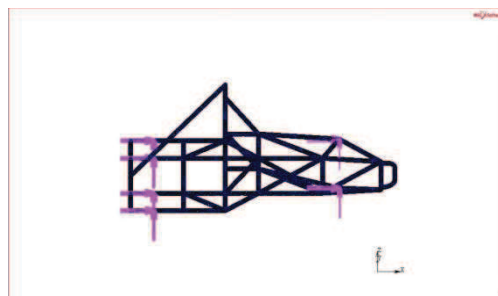


Imagen 4.12: Restricción de desplazamiento en los puntos de apoyo de los ejes.

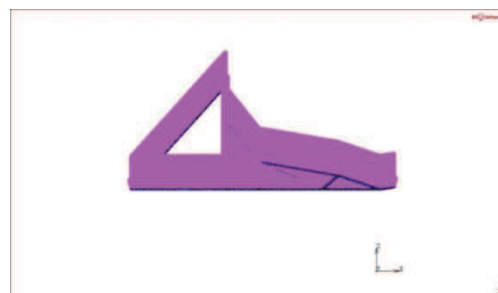


Imagen 4.13: Carga de gravedad, -9.81m/s^2 en toda la estructura.

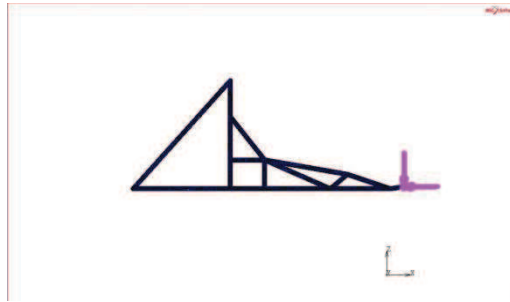


Imagen 4.14: Carga puntual, ensayo SAE 2 – Simulación de impacto frontal.

- **Análisis**

Este apartado se divide en dos pestañas: load cases y Jobs. En la primera se pueden crear los casos de carga que uno quiera. Se pueden haber creado en el apartado anterior varias cargas y en esta pestaña se pueden ir poniendo una a una o de dos en dos o como uno quiera. Se crearan load cases del tipo “mechanical” y a su vez estáticos, en la pestaña que se muestra a continuación puede verse la pantalla final donde se elige los “steps” con que se quiere que se produzca la aplicación de las cargas sobre el chasis.

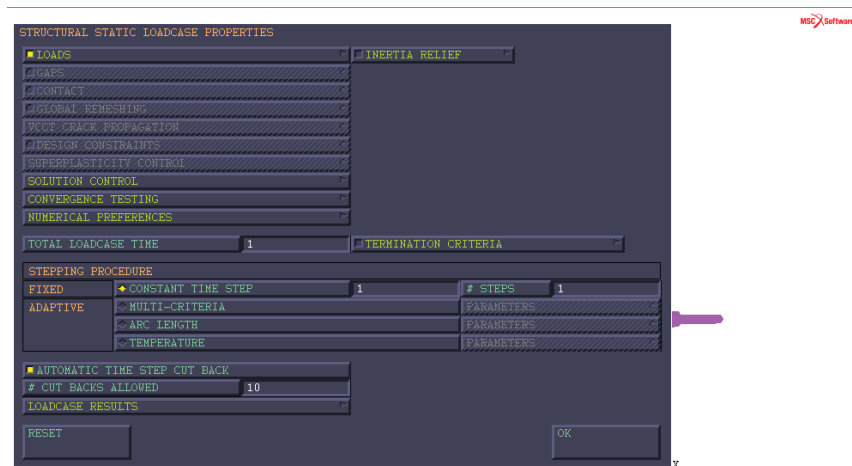


Imagen 4.15: Pestaña de introducción de load cases de Marc-Mentat.

Como se puede observar en la pestaña steps, se elegirá un solo paso, ya que los análisis que se realizarán no son de gran complejidad y no requieren de un estudio por pasos (distribuidos en el tiempo) de cada análisis de los ensayos.

En la pestaña de Jobs se podrán ejecutar los load cases que se hayan creado anteriormente. Para ello, se podrán seleccionar los distintos casos de carga que antes se han diseñado y en el cuadro de “initial loads” se colocara la fijación al suelo que antes se había creado de la siguiente manera:

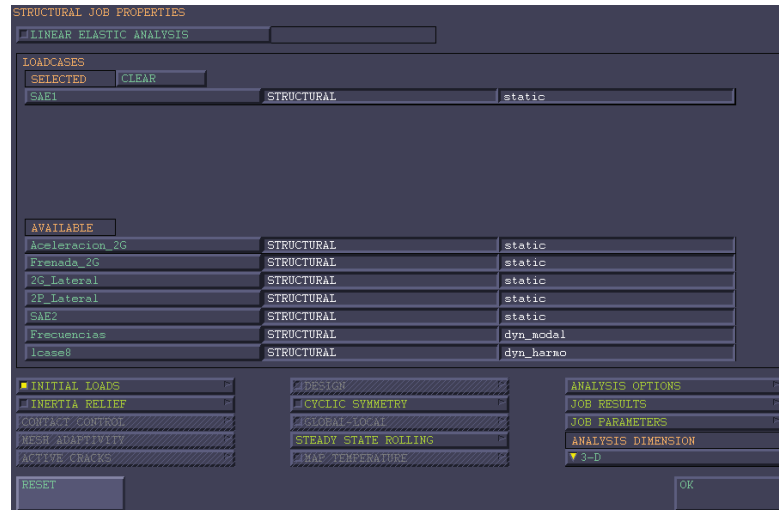


Imagen 4.16: Introducción de los loadcases en un Job.

Dentro de Jobs en la pestaña “results” se establecerán los análisis que se quieren obtener, en este caso se seleccionaron: “equivalent Von Mises stress”, “stress” y “total stress”, para que una vez se haya procesado el análisis, el programa nos de los valores de las tensiones en las direcciones principales, las tensiones de Von Misses y las deformaciones producidas en la estructura. A continuación se selecciona en “element types” el tipo de elemento que se usará y en este caso habrá que pinchar en “3-D membrane/Shell” para después elegir de entre todas las opciones que se tienen la que en la siguiente imagen aparece rodeada de rojo:

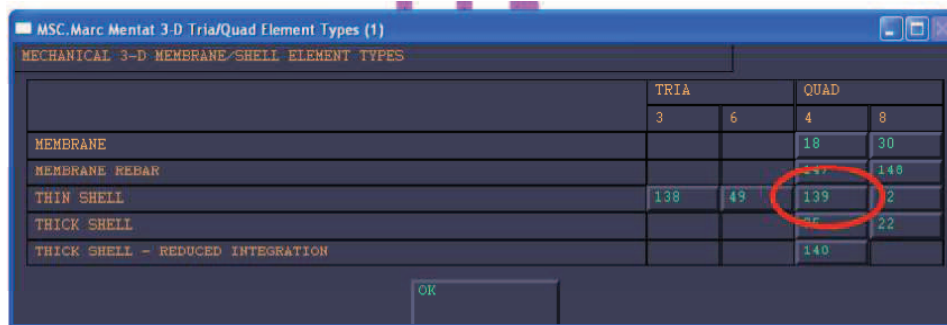


Imagen 4.17: Selección del tipo de elemento que se desea analizar en Marc-Mentat

Como puede observarse se seleccionó “thin Shell” y después se optó “quad 4” porque en el mallado realizado en Catia se había utilizado cuadrados no cubos que serían los de “quad 8”.

Para concluir con el apartado, se realizara el análisis entrando en la pestaña “run”, donde se deberá crear el archivo .dat mediante la pestaña de “write input”, para después poder realizar el procesamiento del chasis. Este se realizara con la pestaña “submit”. Una vez que se ha realizado el análisis, los resultados podrán ser visualizados en un nuevo archivo que creará el programa, el cual tendrá un formato .t16.

- Post proceso

En este apartado, se visionan los resultados obtenidos mediante el procesado del apartado anterior. Este visionado se realizará mediante la pestaña results, donde se podrán cargar los archivos de resultados (de formato .t16). Se pueden visionar claramente los lugares donde exista mayor deformación o desplazamientos para así después realizar un rediseño óptimo que disminuya estas deformaciones o desplazamientos.

4.2.6. Análisis de resultados y conclusiones

En este apartado, lo que se pretende es realizar un análisis y estudio de los resultados obtenidos anteriormente, gracias a la ayuda del programa de elementos finitos.

Tras haber visionado en el apartado anterior todos los resultados, se pensarán soluciones para mitigar y solventar los desperfectos que se puedan tener en el chasis a fin de rebajar las deformaciones y desplazamientos en el mismo. Esto se hará en dos ocasiones a lo largo de los cálculos, una para la estructura del chasis plana, y de nuevo para el modelo final con la estructura antivuelco incorporada.

Finalmente, con el modelo de estructura que mejores propiedades presente, y por tanto el que se seleccionara para formar parte del vehículo, se realizará un ensayo dinámico modal de vibraciones, en el que se verificará que la estructura no entrará en colapso, provocando su ruptura o deformación, por el resultado de las vibraciones producidas por los diferentes elementos del vehículo y/o las producidas por el propio asfalto.

- Análisis de vibración

En este apartado se mostrará la forma de llevar a cabo el análisis en el programa. Una vez que se tiene el chasis en Marc-Mentat, cambia poco este análisis dinámico con respecto al estático, a la hora de crear el “Load cases” en lugar de seleccionar un “mechanical static” habría que seleccionar “mechanical dinamyc modal”.

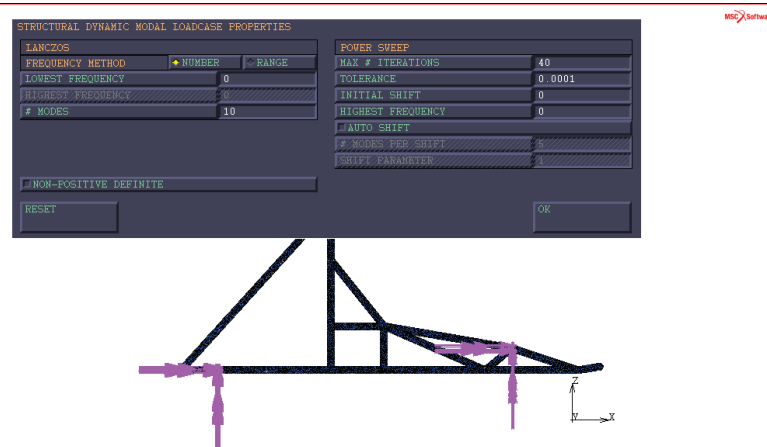


Imagen 4.18: Introducción de un caso de vibraciones en sus 10 primeras frecuencias.

Previo a esto, la fijación por la cual se sustenta el chasis habrá restringirle, además de los desplazamientos en las tres direcciones, los momentos de en las tres direcciones.

A la hora de elegir la opción de “run” también se selecciona “mechanical” y en “initial loads” se pinchan como en la siguiente imagen:



Imagen 4.19: Restricción de las condiciones iniciales para el caso del análisis de frecuencias.

Finalmente, se realizara el análisis y la visualización de los resultados del mismo modo que se hizo para los casos de los ensayos de esfuerzos y aceleraciones. La única diferencia será a la hora de visualizar los resultados, ya que en este caso se obtendrá un resultado diferente para cada frecuencia natural de la estructura en lugar de tener un único resultado.

5.- Diseño del sistema de transmisión secundaria

El sistema de transmisión de un vehículo es el conjunto de elementos que se encargan de transmitir el movimiento rotativo del eje o cigüeñal del motor a los ejes motrices del vehículo, a las ruedas motrices.

Existen dos tipos de transmisión, la primaria y la secundaria. La transmisión primaria es la encargada de transformar la velocidad de giro del eje del motor, de tal manera que dependiendo de la relación de marcha que se escoja, transmita una velocidad de giro mayor o menor al final del eje de salida de la misma. Se conoce como caja de cambios, y con ella se consigue una mayor eficiencia del funcionamiento del motor dependiendo de la velocidad a la que se circule en cada momento con el vehículo, ya que permite operar en regímenes cercanos al par máximo del motor en dependiendo de la velocidad y la marcha seleccionada. Esta puede ser manual o automática.

Se le denomina transmisión secundaria de un vehículo, al conjunto de elementos que se encargan de transmitir el movimiento entre la transmisión primaria o caja de cambios (en los vehículos que disponen de ella, en algunos vehículos de baja potencia y pequeñas dimensiones carecen de ella) y el eje o ejes motrices del vehículo.

La transmisión secundaria de los vehículos de cuatro ruedas, puede estar enfocada a las ruedas delanteras (tracción delantera), a las traseras (tracción trasera) o a las cuatro ruedas (tracción total o 4x4). En los vehículos de dos ruedas esta es obligatoriamente de tracción trasera.

En los vehículos de dos ruedas la transmisión secundaria puede ser de tres tipos; por cadena de rodillos, por correa dentada o por cardan.



Imagen 5.1: De izquierda a derecha: transmisión por cadena, por correa dentada y por cardan.

En los vehículos de cuatro ruedas en cambio lo normal es que sean de dos tipos; mediante un diferencial autoblocante (hoy en día la mayoría de vehículos de 4 o más ruedas lo utilizan) y mediante cadena de rodillos (vehículos pequeños de escasa potencia como las carretillas industriales y algunos vehículos de competición, como los karts).

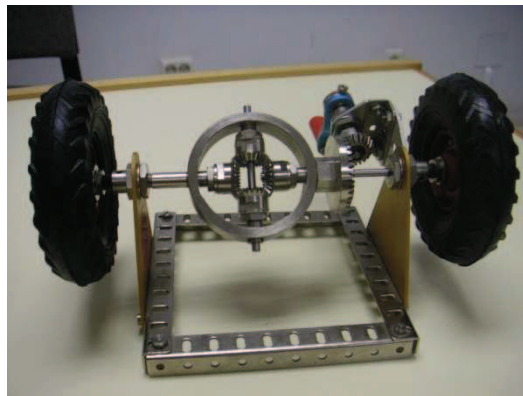


Imagen 5.2: Ejemplo transmisión por diferencial

5.1.- Elección del sistema de transmisión secundaria

Para la elección del sistema de transmisión secundaria, se observó el reglamento del CIK-FIA, el cual impone el tipo de transmisión por cadena de rodillos piñón corona y un único eje rígido para este tipo de vehículos. Esta imposición es a favor del proyectista, ya que resulta mucho más sencilla de diseñar y también mucho más barata de fabricar y montar, lo que es conveniente teniendo en cuenta la naturaleza de uso particular del vehículo que se está diseñando.

Como se acaba de decir, este tipo de transmisión consta de cuatro elementos principales para su funcionamiento:

- El piñón o rueda dentada pequeña: Esta irá situada en el eje de salida de la transmisión primaria o caja de cambios. Es la que transmitirá la velocidad de giro

de la caja de cambios y del motor al resto de los elementos de la transmisión por cadena.

- La cadena de rodillos: Será la encargada de transmitir el movimiento entre ambas ruedas dentadas, el piñón y la corona.
- La corona o rueda dentada mayor: Esta irá situada en el eje trasero y su función será la de transmitir la velocidad de giro proveniente del piñón y la cadena.
- Eje trasero: Se trata de una barra de diámetro constante encargada de recibir el movimiento rotatorio de la corona y transmitirlo a las ruedas para que el vehículo se mueva. Este elemento soportará grandes esfuerzos de torsión, por lo que deberá tener una gran rigidez y resistencia.

5.2.- Método de trabajo

El método de trabajo que se seguirá para la realización de la transmisión secundaria será el siguiente:

- Selección de los elementos normalizados de la transmisión, como son las ruedas dentadas y la cadena.
- Estudio de las solicitaciones de esfuerzos y momentos que actuarán sobre el eje en condiciones normales de funcionamiento.
- Elección del material para la construcción en el eje, dimensionado del mismo y estudio de su resistencia a la fatiga.
- Elección de los elementos normalizados para la unión del eje con el chasis y los elementos de la transmisión, como son las chavetas, rodamientos, soportes...

5.2.1.- Elección de los elementos de la transmisión secundaria

Para la elección de estos elementos, las dos ruedas dentadas y la cadena de rodillos, primeramente se estudiarán las ecuaciones de teoría de transmisiones de las ruedas dentadas y cadenas y sus componentes y se utilizarán los datos que se poseen de los cálculos de la caja de cambios que se utilizará (la que se menciona anteriormente en la memoria) y las velocidades del kart.

Las ecuaciones fundamentales de los mecanismos de giro de ruedas dentadas son los siguientes:

$$D_p = p \cdot \operatorname{cosec} \alpha = p / \sin (180/Z)$$

$$D_f = D_p - d$$

$$D_e = D_p + 1,25 P - d$$

$$i = w_1/w_2 = D_{p2}/D_{p1} = Z_2/Z_1$$

Donde: p: paso entre dos dientes sucesivos o entre rodillos de la cadena

 d: diámetro del rodillo de la cadena

 Z: Número de dientes

i: relación de transmisión

D_p : Diámetro primitivo

D_f : Diámetro de fondo

D_e : Diámetro exterior

A partir de estas ecuaciones y los datos de las relaciones de transmisión que se tienen de los cálculos de las velocidades del kart que se desean obtener, se calcularán el número de dientes de las ruedas dentadas y se utilizarán los catálogos del fabricante de cadenas y ruedas dentadas Joresa para la elección de estos elementos.

5.2.2.- Estudio de los esfuerzos y momentos que actúan sobre el eje

En este apartado se explicará los pasos seguidos para la obtención de las fuerzas y momentos que actúan sobre el eje en las condiciones de funcionamiento más extremas.

5.2.2.1.- Reparto de cargas sobre los ejes del vehículo

Una vez seleccionadas las ruedas dentadas y obtenidos los datos necesarios, se hará un estudio de las fuerzas que actúan sobre el eje.

Primero se calculará el centro de gravedad del vehículo para la posterior estudio de los repartos de cargas sobre los ejes delantero y trasero, mediante la siguiente fórmula:

$$\mathbf{r}_{cm} = \frac{\sum_i m_i \mathbf{r}_i}{\sum_i m_i} = \frac{1}{M} \sum_i m_i \mathbf{r}_i$$

Una vez se ha determinado el centro de masas, se procede al cálculo de los repartos de cargas sobre los ejes para el vehículo parado y para los casos de mayores cambios sobre los mismos, la situación de máxima tracción y de máxima frenada.

Para el reparto de cargas en máxima aceleración se tomarán en cuenta las fuerzas radiales y tangenciales provenientes de la cadena teniendo en cuenta las tensiones sobre la misma con respecto al momento del motor debido a la potencia del motor y las relaciones de transmisiones secundaria y primaria en primera velocidad, como puede observarse en la siguiente fórmula:

$$T = (2 \cdot \rho / r_c \cdot r_d \cdot D) \cdot M_m$$

Para el reparto de cargas en máxima frenada se tomará en cuenta la fuerza de inercia generada en una deceleración equivalente a 2G, teniendo en cuenta el coeficiente de mayoración (al igual que se hará para los cálculos del chasis), ya que según los datos obtenidos de la RFEDA las frenadas máximas de este tipo de vehículos pueden alcanzar los 1,5G.

5.2.2.2.- Cálculo de las fuerzas y momentos sobre el eje trasero

Una vez obtenidas las reacciones sobre el eje se procederá al cálculo de las fuerzas y momentos en cada sección del eje, para poder proceder posteriormente al cálculo de la resistencia a fatiga del eje y su vida útil. A las reacciones logradas en el eje se les sumará para este cálculo las fuerzas tensión en las ruedas y la fuerza de adherencia en las mismas.

Para realizar el cálculo de las fuerzas y momentos en el eje, al ser un sistema hiperestático con cuatro apoyos, se utilizará el método de superposición, de manera que se estudiará cada tramo de la viga hiperestática por tramos isostáticos y posteriormente se sumarán los resultados logrados en cada según el siguiente esquema:

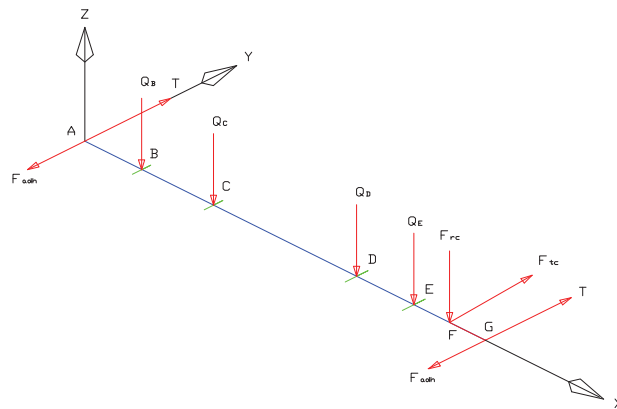


Imagen 5.3: Fuerzas que actúan sobre el eje

Primero se calcularán las sollicitaciones en el plano XY y después las del plano ZX. En la siguiente imagen puede observarse el método de superposición seguido para el plano XY:

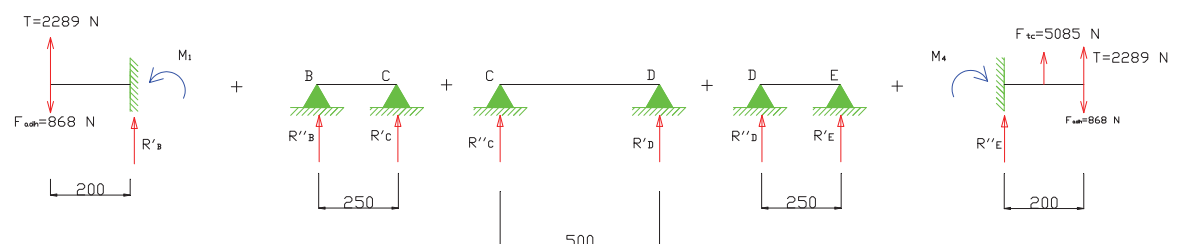


Imagen 5.4: Método de superposición para el cálculo de las fuerzas sobre el eje hiperestático en el plano XY.

Por último para verificar los resultados obtenidos en los cálculos por el método de superposición, se volverán a realizar los cálculos mediante el programa de análisis de

elementos finitos Marc-Mentat introduciendo las restricciones y fuerzas de la misma manera que para el cálculo del chasis.

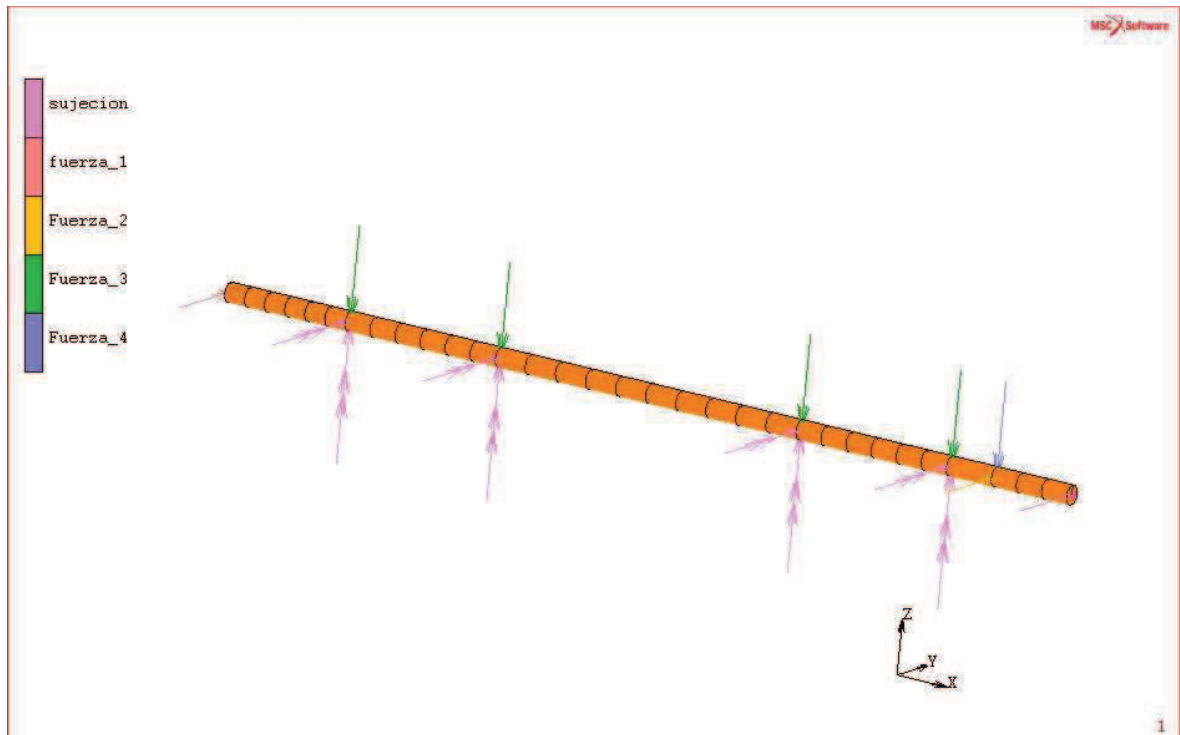


Imagen 5.5: Cálculo de las fuerzas y momentos sobre el eje mediante Marc-Mentat.

5.2.3.- Estudio de la resistencia a fatiga del eje

Una vez obtenidos los momentos y fuerzas que actúan en cada sección del eje, se definirá el material del eje y se definirán 3 diámetros para realizar el cálculo de resistencia a fatiga con cada uno de esos diámetros.

El reglamento CIK-FIA propone un diámetro de 40 mm para el eje trasero de este tipo de vehículos, realizado en acero. Como se quiere intentar rebajar el peso del vehículo y así mejorar el rendimiento del motor y disminuir el consumo, se calculará el eje con los diámetros de 40, 35 y 30 mm a fin de ver cual se adapta mejor a los requerimientos del vehículo. Se seleccionará un acero de gran rigidez y resistencia tanto a tracción como a fluencia para construir el eje, debido a los grandes momentos torsores que este sufrirá. Para ellos se estudiarán los diferentes tipos de acero de altas prestaciones para la construcción de ejes del mercado.

Para poder determinar la resistencia a fatiga que tendrá el eje en su momento de mayores sollicitaciones, la máxima tracción, se determinarán los momentos torsores para cada diámetro de eje, las tensiones equivalentes de Von Mises y la tensión uniforme para el cálculo de la vida útil.

La resistencia a fatiga de cada uno de los ejes que se estudiarán se realizará mediante la siguiente fórmula:

$$Se(10^6) = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S'_e$$

Siendo:

- K_a = Factor de acabado superficial
- K_b = Factor de tamaño
- K_q = Factor de carga
- K_d = Factor de temperatura
- K_e = Factor de concentrador de tensiones
- K_g = Factor de efectos diversos
- K_c = Factor de confiabilidad
- S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta.

Estos factores se calcularán mediante tablas y fórmulas que irán descritas en el apartado de cálculos.

Por último se procede al cálculo de la vida útil de cada eje que se realizará aplicando la siguiente fórmula:

$$\frac{\log(Se(10^3)) - \log(Se(10^6))}{6-3} = \frac{\log(Se(10^3)) - \log(S)}{\log(N)-3}$$

5.2.4.- Elección de los elementos normalizados para la sujeción del eje y sus elementos.

Estos elementos son fundamentales para el correcto funcionamiento del eje. Para que este pueda girar con total libertad y sin apenas rozamientos se deben utilizar elementos de precisión calibrados como lo son los rodamientos.

Una vez habiendo diseñado el eje, y sabiendo su diámetro se podrá comenzar a buscar en los catálogos de los fabricantes de rodamientos, como son SKF y NSK, los rodamientos y sus soportes.

Al tener algunos puntos de apoyo que únicamente sufrirán esfuerzos radiales, en dichos apoyos bastará con la colocación de rodamientos de bolas, cuyo coste es considerablemente menor, mientras que en el apoyo que sufrirá los esfuerzos axiales además de radiales, se colocará un rodamiento de rodillos cónicos, que están diseñados para soportar estos tipos de esfuerzos.

Se seguirán los pasos marcados por los fabricantes para la elección correcta de cada rodamiento, y sus soportes, y en cada caso se colocarán juntas de aceite, para el corrector sellado y funcionamiento del conjunto rodamiento-soporte.

Se calculará también la vida útil de cada rodamiento para verificar su resistencia y que la elección es la correcta en cada caso. Para ello se seguirán de nuevo las pautas marcadas por el fabricante en cuestión, ya sea SKF o NSK, ya que cada uno tiene sus pautas y variables definidas para cada tipo de lubricante que se usará.

Además se seleccionarán también las chavetas necesarias para la sujeción de las ruedas dentadas en los ejes, y los tornillos tuercas y arandelas necesarias para la sujeción de los soportes de los rodamientos al chasis.

Finalmente se calculará la resistencia de los tornillos y las chavetas para verificar que estos no cedan, dejando libre el eje trasero o las ruedas dentadas.

5.3.- Conclusiones del sistema de transmisión secundaria

En este último apartado, se enumerará cada una de las componentes del sistema de transmisión secundaria, con sus dimensiones, normas y en los casos necesarios sus materiales, para dejar así completamente definido el sistema de transmisión.

6.- Conclusiones del proyecto

En el presente proyecto de fin de carrera se han alcanzado numerosos objetivos.

Por una parte se han puesto en práctica los conocimientos que el proyectista ha ido adquiriendo durante el desarrollo de su formación en la universidad en la carrera de Ingeniería Técnica Industrial, en la especialidad en mecánica. Se ha tenido que recordar y analizar la gran mayoría de asignaturas estudiadas como han sido las de mecánica, teoría de estructuras, procesos básicos de fabricación, dibujo técnico etc. en el ámbito de diseño, cálculo y viabilidad en la producción de los elementos del chasis y la transmisión secundaria del vehículo y asignaturas como oficina técnica y diseño industrial en cuanto a la ejecución de proyectos. Para este proyecto en concreto han sido un gran apoyo también asignaturas optativas y de libre elección como son las de automoción e ingeniería de motocicletas, para una mejor comprensión de los elementos más significativos a la hora de diseñar un vehículo, y por supuesto también la de ingeniería térmica para la comprensión del funcionamiento de un motor de combustión interna como el que se ha utilizado.

También se han adquirido nuevos conocimientos en el uso de programas de CAD, CAE y FEM, como el Catia y el Marc-Mentat, que son hoy en día una herramienta fundamental a la hora de desarrollar nuevos diseños y analizar sus comportamientos ante diferentes tipos de esfuerzos y situaciones en el ámbito de la Ingeniería. Se ha adquirido también alguna noción sobre cómo se debe presupuestar un proyecto de Ingeniería al igual que se haría en una empresa.

Por otro lado se ha conseguido el objetivo de desarrollar un proyecto real, viable y de total interés para el proyectista. Para ello se ha tenido que investigar y adoptar soluciones a los problemas que han ido surgiendo mediante la ayuda de libros técnicos, manuales, catálogos técnicos, normativas etc. inscritas en el código técnico de la Ingeniería. En definitiva se ha tenido que adentrar de lleno en el ámbito de la Ingeniería.

Además, se ha logrado crear un vehículo, tipo Kart en este caso, a partir de elementos ya existentes como son el motor, los rodamientos, piñones, ruedas etc. como se realiza en la industria del automóvil.

Por último se quiere destacar la colaboración mutua y el trabajo en equipo entre proyectistas para llevar a cabo este proyecto conjunto en el que se ha dividido el trabajo en dos apartados. Por un lado el diseño del chasis y la transmisión secundaria llevada a cabo en este proyecto y por otro el diseño de la transmisión primaria o caja de cambios llevada a cabo en un proyecto paralelo a este a partir de los cuales ha dado como resultado el vehículo que aparece en la siguiente imagen.





ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA
PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA
HONDA CBR 600F

CÁLCULOS

Xabier Lezaun Agos

Vanesa Estremera

Pamplona, Julio del 2012

ÍNDICE

ÍNDICE.....	1
1.-DISEÑO Y CÁLCULO DEL CHASIS.....	2
1.1.- Resultados de los análisis	13
1.1.1.-Resultados chasis sin antivuelco:	15
1.1.2.- Conclusiones resultados chasis sin antivuelco	31
1.1.3.- Resultados chasis con antivuelco:	35
1.1.4.- Análisis de vibraciones del chasis tubular.....	53
1.1.5.- Conclusiones de los análisis del chasis con antivuelco	61
1.2.- Soldadura.....	62
2.- DISEÑO Y CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA.....	68
2.1.- Selección de las ruedas dentadas	68
2.2.-Elección de la Cadena	73
2.3.- Diseño y cálculo del eje trasero.....	81
2.3.1.- Cálculo del reparto de cargas sobre el vehículo	81
2.3.1.1.- Determinación del centro de masas	81
2.3.1.3.- Reparto de cargas en el arranque (Máxima tracción).....	83
2.3.1.4.- Reparto de cargas en la frenada.....	86
2.3.2.- Cálculo de las fuerzas sobre el eje.....	88
2.3.3.- Calculo de los momentos y las reacciones en el eje.....	91
2.3.3.1.- Cálculo manual de las reacciones en el eje	91
2.3.3.2.-Calculo de las reacciones en el eje mediante Marc Mentat.....	101
2.3.4.- Tensiones en el eje.....	114
2.3.5.- Límite a fatiga.....	119
2.3.6.- Cálculo de la vida útil del eje	131
2.3.7.- Criterio de Goodman:	133
2.3.8.- Tensiones fluctuantes a torsión	136
2.3.9.- Conclusión final para el eje	138
2.4.- Elección de las chavetas	139
2.5.- Elección de los rodamientos	144
2.6.- Elección de los accesorios para los rodamientos.....	144
3.- RESULTADO FINAL.....	162

1.-Diseño y cálculo del chasis

En los siguientes apartados se dan a conocer aquellos cálculos necesarios a la hora de diseñar un chasis, para comprobar si este es capaz o no de soportar las situaciones hipotéticas que corresponderán a una simulación de movimientos e impactos reales.

Una vez se halla investigado y obtenido con ello los distintos ensayos a realizar sobre el chasis con las correspondientes cargas que hay que aplicar a la estructura, se procederá al análisis de los resultados que se obtendrán gracias al programa de elementos finitos MARC-MENTAT.

El programa Marc-Mentat utiliza una interfaz informática que permite una vez mallado nuestro conjunto de chasis dividir este en pequeños fragmentos de estructura tridimensional, la cual será utilizada por el programa para analizar cada fragmento independientemente con su interfaz de cálculo de elementos finitos. Cada modelo de chasis que se ha introducido en cada caso ha sido previamente diseñado y mallado con el programa de diseño en 3D CATIA V5. Para poder hacer un cálculo preciso del sistema se ha optado por un mallado en cuadrados de 6mm. Esta elección se ha hecho por la mayor facilidad de cálculo para el programa MARC-MENTAT a la hora de determinar los resultados en comparación con un mallado triangular irregular. La elección de la dimensión de los cuadrados también fue por temas de facilitar las operaciones porque si se utilizaba un número menor, el número de elementos y nudos creados en el mallado eran demasiado elevados y se corría el riesgo de no poder realizar los cálculos debido a la falta de rendimiento necesario para tales fines del ordenador utilizado en los cálculos.

En las siguientes imágenes se pueden observar el mallado utilizado y anteriormente detallado.

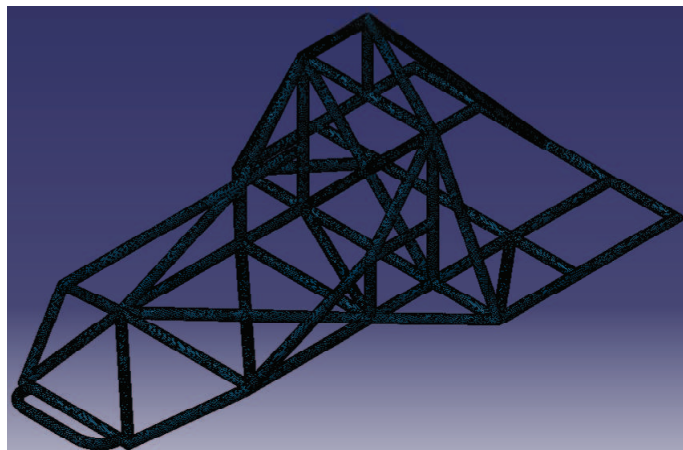


Imagen 1.1: Mallado del chasis

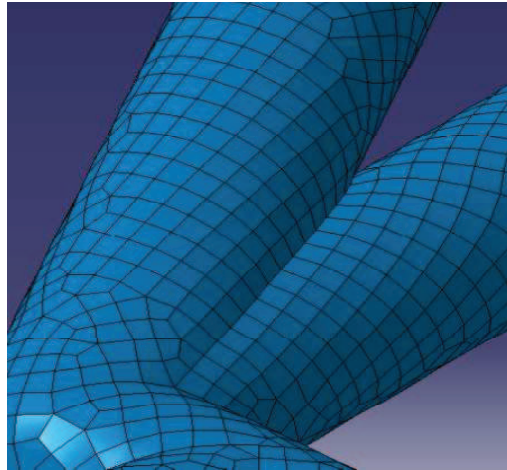


Imagen 1.2: Mallado de la estructura

En la anterior imagen se pueden ver las divisiones (cuadrados) de que está compuesto el mallado y con ello la dimensión tan pequeña que tienen.

Para poder analizar los distintos chasis que se han ido diseñando a lo largo del proceso, se ha utilizado el programa de análisis de elementos finitos MARC-MENTAT como ya se ha mencionado anteriormente. Para poder exportar los diferentes mallados desde CATIA se han tenido que guardar los correspondientes mallados en archivos con la extensión “.dat” y posteriormente importarlos al programa de análisis de elementos finitos a través de la aplicación de importación de archivos Nastran.

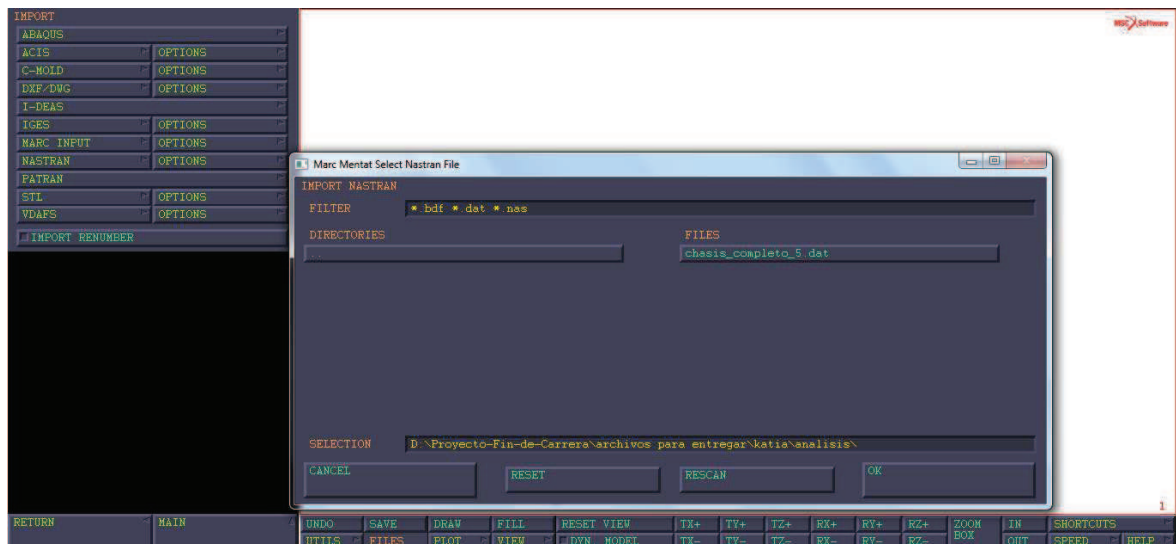


Imagen 1.3: Importación del modelo de Catia a Marc-Mentat.

Para la realización de los primeros análisis se van a tener en cuenta cuatro tipos diferentes de tubos, dos de acero de diferente espesor para el chasis principal, y para el caso de la protección antivuelco se harán con los dos casos anteriores además de otros dos de aluminio de diferentes grosores, para poder observar las diferencias que hay entre los mismos para poder decidir cuál de ellos sería más eficiente. También se podrían diseñar

diferentes partes del bastidor con distinta configuración de tubos. Los materiales seleccionados para los análisis son los que aparecen en la siguiente tabla:

	ACERO AISI 4131	ALUMINIO AISI 6061-T6
Densidad	7850 Kg/m ³	2700 Kg/m ³
Mod. Elasticidad	210 000 MPa	71 000 Mpa
Coef. Poisson	0,3	0,33

Tabla 1.1: Propiedades físicas de los materiales.

Los espesores que se utilizarán en cada caso para la realización de los análisis son los que aparecen en la siguiente tabla.

	ESPESOR (mm)		
ACERO AISI 4131	2	3,2	4,5
ALUMINIO AISI 6061-T6	3	5	

Tabla 1.2: Espesores de tubo que se analizaran

Cabe decir que se utilizarán en un primer análisis cada caso por separado y finalmente se hará un cálculo del chasis final elegido en el que se combinarán los diferentes tipos de tubos según se vea las reacciones resultantes en cada uno de los ensayos y casos, a fin de optimizar al máximo posible el diseño.

El tipo de aluminio es de la serie AISI 6000, concretamente el AISI 6061 al cual se le realiza un tratamiento T6 para alcanzar una resistencia de 290MPa. La peculiaridad de este aluminio es que sus materiales aleantes principales son el silicio (tiene propiedades intermedias entre el C y el germanio) y el magnesio (material liviano, medianamente fuerte). Se ha optado por este material ya que se emplea para componentes de los automóviles.

Los ensayos a los que se someterán a análisis los chasis diseñados serán los siguientes:

- Efecto de la gravedad
- Aceleración longitudinal máxima (2G)
- Frenada longitudinal máxima (2G)
- Aceleración lateral máxima (2G)
- 2P en el arco lateral (Caso de impacto lateral del vehículo)
- SAE1 (Caso de vuelco del vehículo)
- SAE2 (Caso de impacto frontal del vehículo)
- Análisis de vibraciones.

En todos estos análisis se estudiara la equivalente de von mises (EVM), total stress y el desplazamiento producido. En el primer estudio, se miraran la EVM top, midle y bottom

layer, que se refieren a las deformaciones que se producen en una sección del tubo cuando se comprime o se tracciona en los puntos extremos (tanto el interior como el exterior) y en el punto medio de la sección. En el segundo estudio, se observaran también las tensiones principales de la top, la middle y la bottom layer. En el este estudio se analizaran además en cada una de estas tres, las referidas a las direcciones 11 y las referidas a la 22, las cuales hacen referencia a las tensiones en una y en otra direcciones principales del modelo.

- Efecto de la gravedad

Este análisis, realmente no se hará como un ensayo más de los que se van a someter los diferentes chasis, sino que estará integrado en cada uno de los análisis. Esto se debe a que el efecto de la gravedad es algo que está siempre presenten todo momento, tanto cuando el vehículo está parado como cuando está acelerando, frenando, tomando una curva e incluso cuando colisiona.

Como es de esperar, las tensiones y deformaciones o desplazamientos que pueda producir la gravedad sobre la estructura del chasis es mínima, pero puede marcar diferencias al sumarla a otras fuerzas y aceleraciones. Por ello, aunque su efecto no sea muy acusado, no puede ser despreciado.

Al considerar la fuerza de gravedad, se introducirá un valor de $9,81\text{m/s}^2$ en el apartado de fuerzas o Boundary conditions del programa MARC-MENTAT. Al ser una fuerza del tipo aceleración se introducirá mediante la pestaña “gravity load” a diferencia de las cargas puntuales que serán introducidas como “point load”, como se puede observar a continuación:

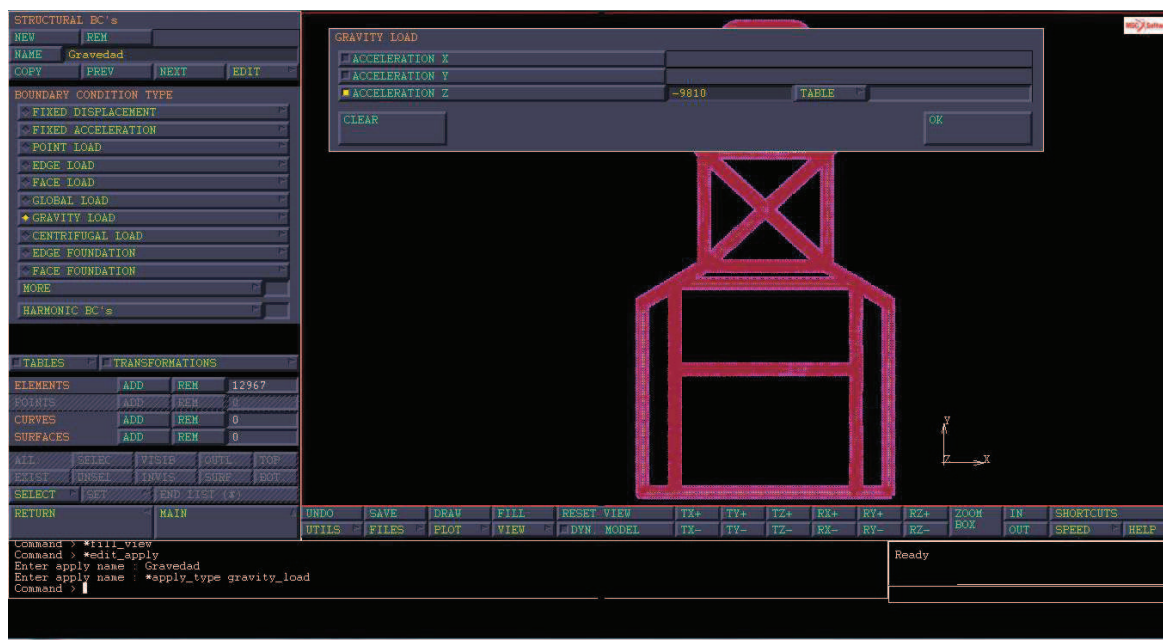


Imagen 1.4: Introducción de la fuerza de gravedad en la estructura.

- Aceleración longitudinal máxima (2G)

A través de este análisis se quiere analizar las tensiones y deformaciones que se producen sobre el chasis a la hora de una aceleración máxima del vehículo, cuando el motor trabaja en régimen de máxima potencia.

Para el análisis, como hemos visto en el apartado de datos iniciales de la memoria, sabemos que la aceleración máxima que puede producir el vehículo en primera velocidad es de $14,94\text{m/s}^2$, por lo que para el ensayo tomaremos una aceleración de $19,62\text{m/s}^2$ (2G) para comprobar que el chasis se comporta como es debido y no sufre deformaciones ni fuerzas excesivas con un margen de error, o coeficiente de seguridad $n=1,3$.

Para la simulación de la aceleración longitudinal en el programa de elementos finitos, esta magnitud se insertará mediante la pestaña “gravity load” al igual que la gravedad, ya que se trata también de una aceleración del conjunto. En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de la fuerza ejercida sobre el chasis.

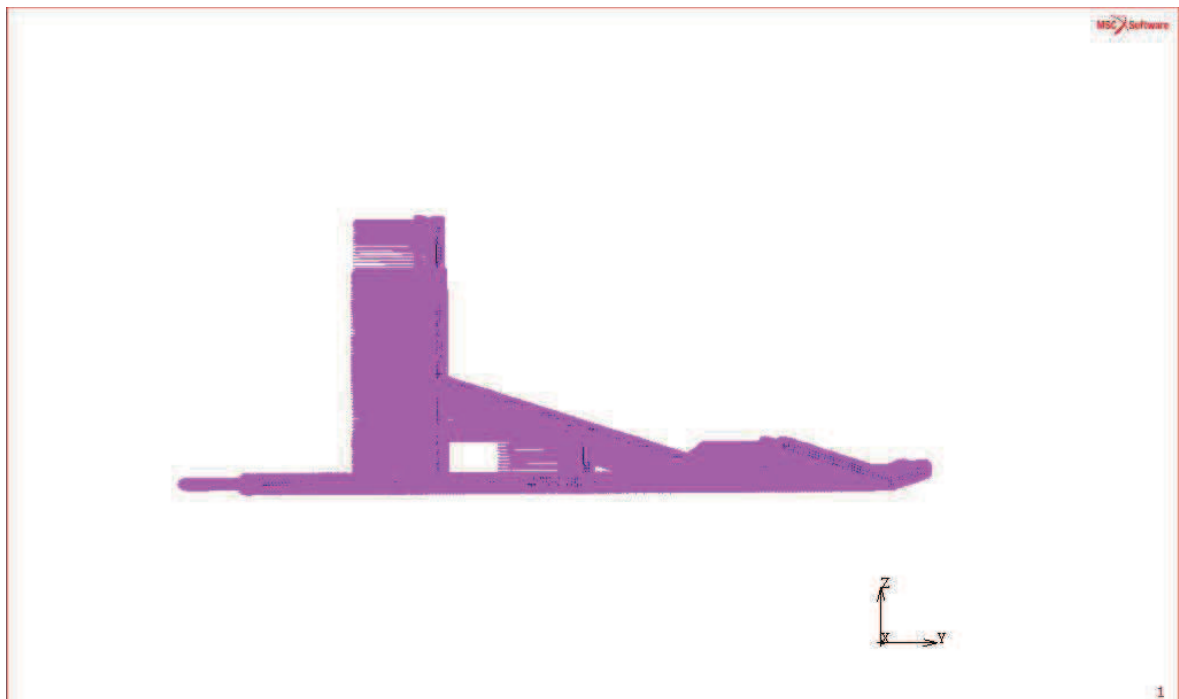


Imagen 1.5: Aceleración máxima (2G) de la estructura en el programa Marc-Mentat

Más adelante, al final de las descripciones de los análisis, se detallarán los resultados de los análisis, donde se mostrarán los resultados de las tensiones equivalentes de Von Mises y del total stress en ambas direcciones (11 y 22) y en las capas inferior, media y superior además de los desplazamientos o deformaciones que sufrirá la estructura.

- Frenada longitudinal máxima (2G)

A través de este análisis se quiere analizar las tensiones y deformaciones que se producen sobre el chasis a la hora de una frenada longitudinal del vehículo, en caso de frenada brusca.

Para el análisis, en este caso, aunque no se tengan datos exactos de la fuerza de frenada del Kart en cuestión, como se ha comentado en la memoria, según datos de la RFEDA las deceleraciones máximas de este tipo de vehículos alcanzan los 1,5G. Por lo tanto se asumirá una frenada máxima de $19,62\text{m/s}^2$ (2G) basándonos también en los datos de telemetría observados en el campeonato de Superkarts que son los más parecidos a lo que se quiere diseñar en este proyecto, y en el cual en numerosas ocasiones sobrepasan los 1,5G en la frenada. En este caso también se está suponiendo un coeficiente de seguridad o de mayoración de $n=1,3$.

Al igual que para la simulación de la aceleración longitudinal y de la gravedad, esta magnitud se insertará mediante la pestaña “gravity load” en el programa de elementos finitos, ya que se trata también de una aceleración del conjunto. En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de la fuerza ejercida sobre el chasis.

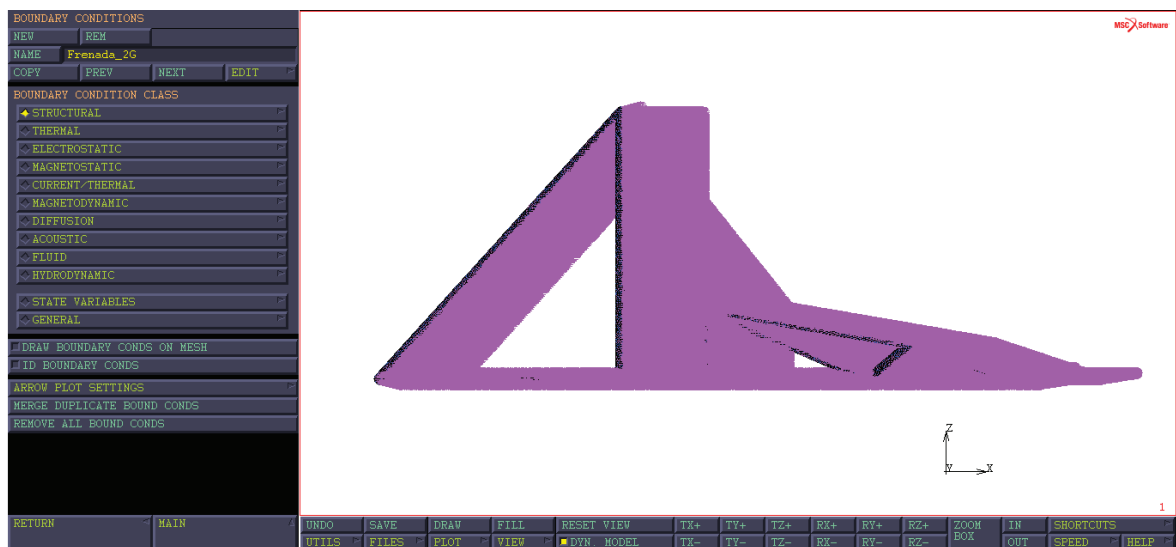


Imagen 1.6: Deceleración, en frenada máxima, de la estructura en el programa Marc-Mentat.

Al final del apartado de las descripciones de los ensayos, se detallarán los resultados de los análisis, donde se mostrarán los resultados de las tensiones equivalentes de Von Mises y del total stress en ambas direcciones (11 y 22) y en las capas inferior, media y superior además de los desplazamientos o deformaciones que sufrirá la estructura.

- Aceleración lateral máxima (2G)

A través de este análisis se quiere analizar las fuerzas y deformaciones que se producen sobre el chasis a la hora de una trazar una curva cerrada a la mayor velocidad posible.

Aunque no se sabe con exactitud cuál será dicha aceleración centrípeta o normal soportada por el vehículo que se quiere diseñar, ya que hasta que este no se pruebe es muy difícil de dictar, el análisis se vuelve a centrar en el campeonato de Superkart y los datos obtenidos de la RFEDA en el que este tipo de vehículos en numerosas ocasiones sobrepasan los 1,5G en el paso por curva. Por ello para este ensayo se considerará una

aceleración centrípeta de $19,62\text{m/s}^2$ (2G), adoptando de nuevo un coeficiente de seguridad $n=1,3$.

De igual modo que para las anteriores simulaciones, esta magnitud se insertará mediante la pestaña “gravity load” en el programa de elementos finitos, ya que se trata también de una aceleración del conjunto. En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de la fuerza ejercida sobre el chasis.

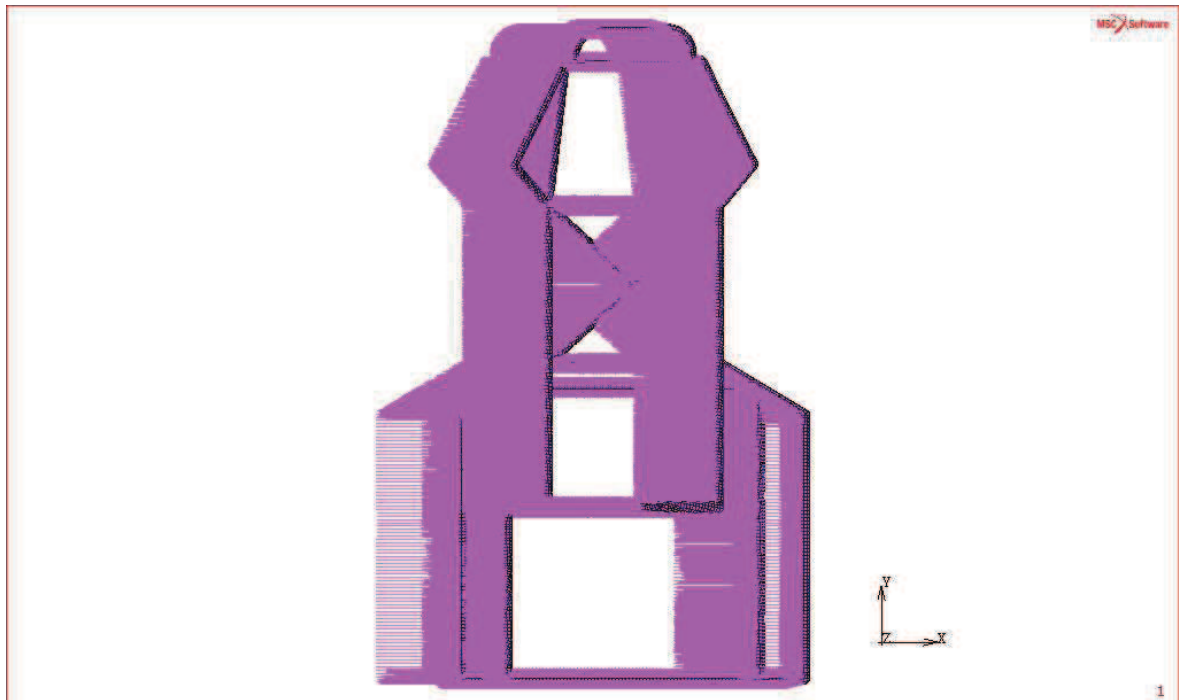


Imagen 1.7: Aceleración lateral máxima (2G) de la estructura en el programa Marc-Mentat

Al final del apartado de las descripciones de los ensayos, se detallarán los resultados de los análisis, donde se mostrarán los resultados de las tensiones equivalentes de Von Mises y del total stress en ambas direcciones (11 y 22) y en las capas inferior, media y superior además de los desplazamientos o deformaciones que sufrirá la estructura.

- $2P$ en el arco lateral

Este es uno de los ensayos que la RFEDA obliga para este tipo de vehículos. El ensayo consiste en la aplicación de una fuerza equivalente al valor de 2 veces el peso del vehículo ($2 \cdot P$). Como se conoce que el peso del vehículo con el piloto es de unos 250Kg con la variable del peso del piloto en cuestión, la fuerza aplicada sobre la protección lateral será de 500Kg. Esta fuerza pasada a newtons nos quedaría en 4.905N.

En este caso, las fuerzas introducidas al programa de elementos finitos MARC-MENTAT se introducirán como “point load” como puede observarse en la siguiente imagen.

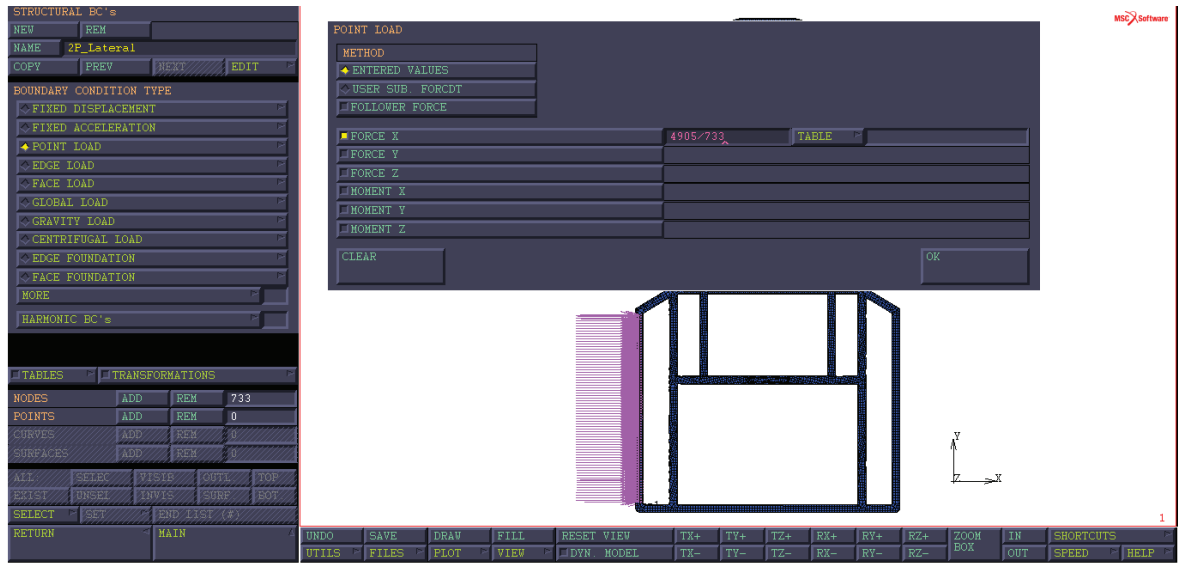


Imagen 1.8: Introducción de fuerza lateral en la estructura en el programa Marc-Mentat

En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de la fuerza ejercida sobre el chasis.

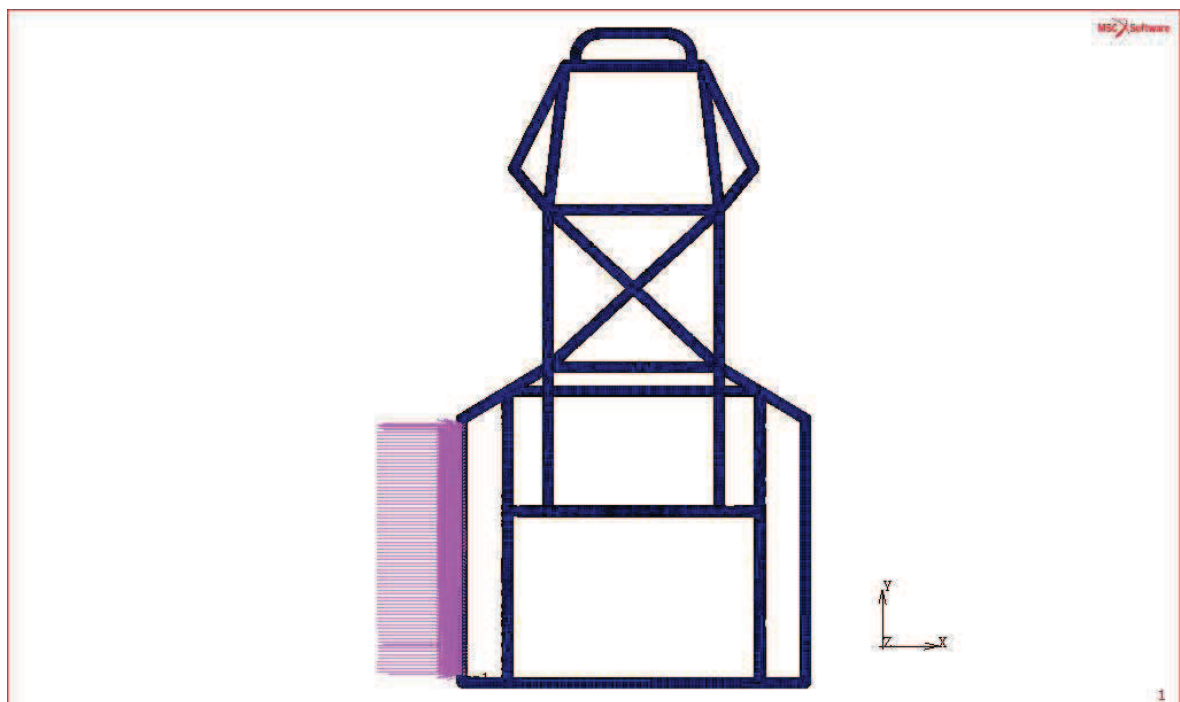


Imagen 1.9: Simulación de impacto lateral en la estructura en el programa Marc-Mentat

Al final del apartado de las descripciones de los ensayos, se detallarán los resultados de los análisis, donde se mostrarán los resultados de las tensiones equivalentes de Von Mises y del total stress en ambas direcciones (11 y 22) y en las capas inferior, media y superior además de los desplazamientos o deformaciones que sufrirá la estructura.

- SAE1

Este es un ensayo que entra dentro del reglamento de la formula SAE y que es obligatorio para ese tipo de vehículos. Aunque no sea obligatorio para el tipo de vehículo que se pretende diseñar se ha pensado que podría resultar de gran interés para comprobar la resistencia del sistema antivuelco que se le pretende insertar al vehículo tipo Kart.

Este análisis consiste en la aplicación de varias fuerzas con distinto valor dependiendo del eje en que se aplique, pero todas ellas se concentran y distribuyen a lo largo del tubo superior del arco principal de la estructura. Se trata entonces de un ensayo para asegurar la integridad del piloto en caso de colisión y vuelco del vehículo.

Las fuerzas que se han mencionado anteriormente corresponden a:

- $FX = 6 \text{ KN}$
- $FY = 5 \text{ KN}$
- $FZ = 9 \text{ KN}$

Para este análisis el reglamento de la formula SAE exige que la máxima deformación que se produzca en el chasis sea de 25 mm o inferior, ya que se trata de mantener la integridad física del piloto y en lo posible la del vehículo ante un accidente importante.

Como nuestro vehículo no consta de un cerramiento superior aplicaremos dichas fuerzas como un “point load” en la barra superior del sistema antivuelco. Este análisis solo se hará para la configuración de chasis completo con antivuelco incorporado, ya que los primeros modelos no constarán del sistema o barras antivuelco.

En la siguiente imagen puede observarse el sentido y dirección de las fuerzas ejercidas sobre el arco frontal.

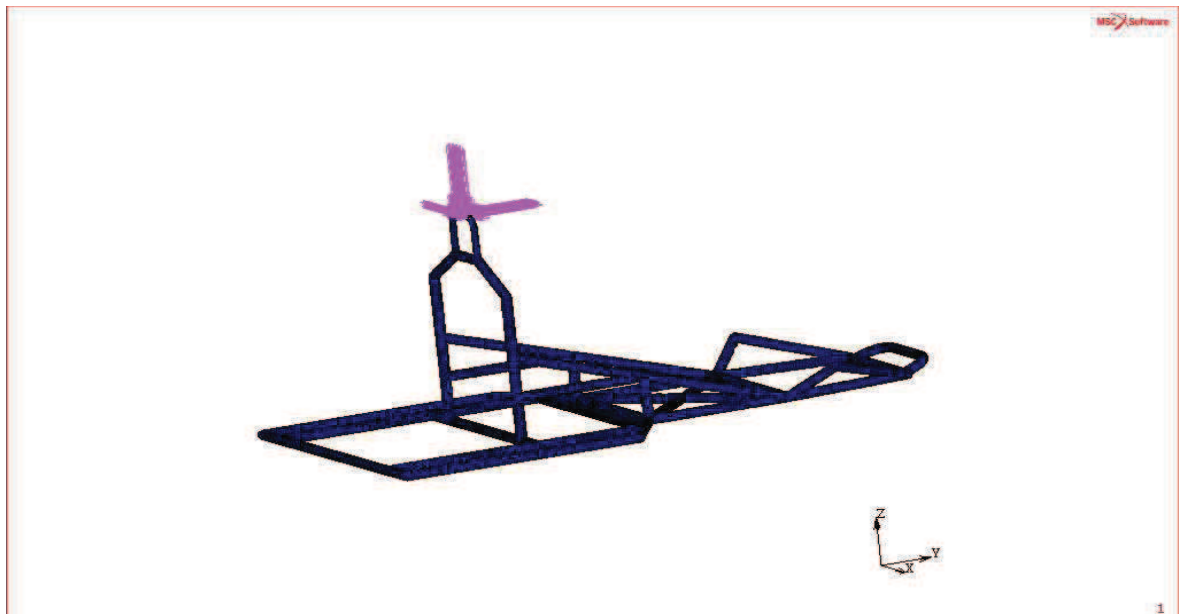


Imagen 1.10: Simulación de impacto tras volcar el vehículo en el programa Marc-Mentat.

Al final del apartado de las descripciones de los ensayos, se detallarán los resultados de los análisis, donde se mostrarán los resultados de las tensiones equivalentes de Von Mises y del total stress en ambas direcciones (11 y 22) y en las capas inferior, media y superior además de los desplazamientos o deformaciones que sufrirá la estructura.

- *SAE2*

Este es un ensayo que entra dentro del reglamento de la formula SAE y que es obligatorio para ese tipo de vehículos. Aunque no sea obligatorio para el tipo de vehículo que se pretende diseñar se ha pensado que podría resultar de gran interés para asegurar la integridad del piloto en caso de colisión frontal.

Este análisis, al igual que el anterior consiste en la aplicación de varias fuerzas con distinto valor dependiendo del eje en que se aplique, pero todas ellas se concentran y distribuyen a lo largo del tubo del arco principal, es decir en la barra frontal del chasis.

Las fuerzas que se han mencionado anteriormente corresponden a:

- $FX = 6 \text{ KN}$
- $FY = 5 \text{ KN}$
- $FZ = 9 \text{ KN}$

Para este análisis el reglamento de la formula SAE exige que la máxima deformación que se produzca en el chasis sea de 25 mm o inferior, ya que se trata de mantener la integridad física del piloto y en la medida de lo posible la del vehículo ante un accidente importante.

Como se acaba de mencionar aplicaremos dichas fuerzas como un “point load” en la barra frontal del chasis en el sentido y direcciones indicadas anteriormente como se puede observar en la siguiente imagen.

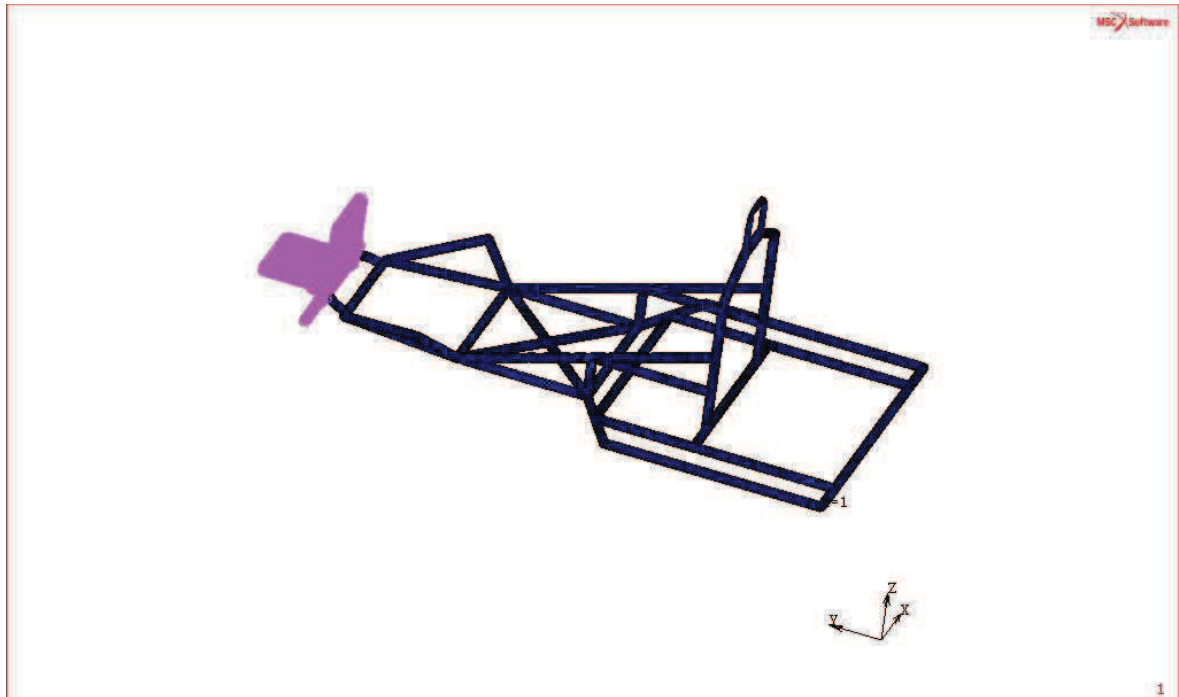


Imagen 1.11: Simulación de impacto frontal del vehículo en el programa Marc-Mentat.

Al final del apartado de las descripciones de los ensayos, se detallarán los resultados de los análisis, donde se mostrarán los resultados de las tensiones equivalentes de Von Mises y del total stress en ambas direcciones (11 y 22) y en las capas inferior, media y superior además de los desplazamientos o deformaciones que sufrirá la estructura.

- Análisis de vibraciones

El objetivo de realizar este ensayo es verificar que el chasis diseñado no entra en resonancia con la frecuencia de funcionamiento de los elementos del vehículo, como el motor o la caja de cambios, y con las vibraciones causadas por las irregularidades del asfalto. Como sabemos toda estructura tiene un rango de frecuencias en las cuales, tras un periodo de tiempo consecutivo a dichas frecuencias, la estructura entra en un estado de resonancia que no es apto para ella y consecuentemente se produce una deformación y rotura general de la estructura aunque no se llegue al límite elástico del material.

En este ensayo se analizarán las 10 primeras frecuencias naturales, que son las que el vehículo se encontrará en condiciones de funcionamiento normal.

Este análisis por tanto mostrará cuales son las frecuencias de riesgo para el chasis diseñado y siempre que esta no coincida con la frecuencias de funcionamiento habitual del vehículo diremos que el chasis es válido.

Para realizar este análisis con el programa de elementos finitos MARC-MENTAT, se hará como se ha descrito anteriormente en el apartado de la memoria.

Los resultados de este ensayo serán mencionados al final de los resultados de los anteriores ensayos descritos para elección del chasis.

1.1.- Resultados de los análisis

En este apartado se mostraran las tablas con los resultados de esfuerzos y deformaciones máximas de cada uno de los ensayos y chasis analizados. Se mostrarán también algunas imágenes de dichos análisis a fin de demostrar cuales son las zonas más afectadas y mostrar así las razones por las que se han ido realizando los cambios de la estructura.

Antes de empezar a mostrar los resultados obtenidos se detallarán las diferencias entre los distintos modelos diseñados y según se vayan mostrando los resultados se detallarán las razones de realizar dichos cambios.

Al comienzo de la etapa de diseño se opto por el diseño de un chasis de geometría muy simple, que serviría para observar como varían las solicitaciones de esfuerzos en la estructura según la anchura de la estructura transversalmente.

Surgieron así tres modelos diferentes de chasis simple: el llamado ancho, el mediano y el estrecho respectivamente. En la siguiente tabla se detallan las medidas de cada uno de estos modelos:

	CHASIS SIMPLE		
	Ancho	Mediano	Estrecho
Longitud total	1800mm	1800mm	1800mm
Anchura total	1000mm	900mm	800mm
Distancia entre ejes	1300mm	1300mm	1300mm

Tabla 1.3: Dimensiones de los modelos de chasis simple.

En las siguientes imágenes se pueden observar dichos modelos:

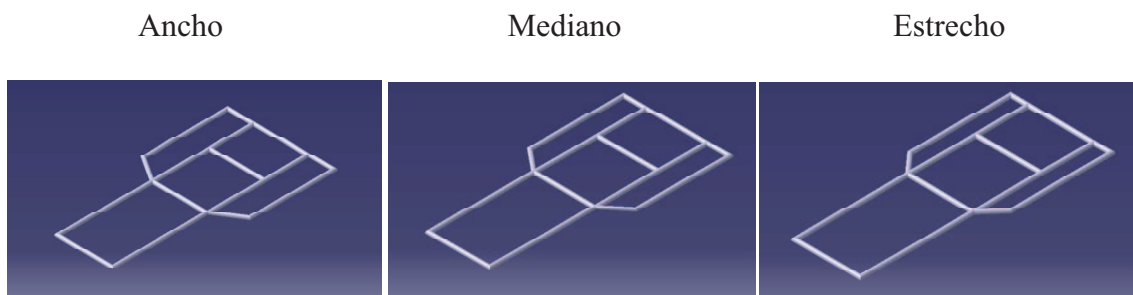


Imagen 1.12: Modelos de chasis simple, al comienzo de la etapa de diseño.

Una vez visto que los tres modelos cumplen las especificaciones que se les requería, se opta por lanzar dos modelos de geometría más avanzada con las medidas de los modelos de mayor anchura. Aunque el resultado del chasis estrecho resulta ser algo más resistente también era excesivamente rígido y además ante las medidas de la caja de cambios y el

motor, los cuales miden aproximadamente un metro una vez colocados en serie, en este caso de 600cc y no de 250cc como es habitual en este tipo de vehículos, se opta por los de mayor anchura para no tener problemas en el posterior emplazamiento de dichos elementos.

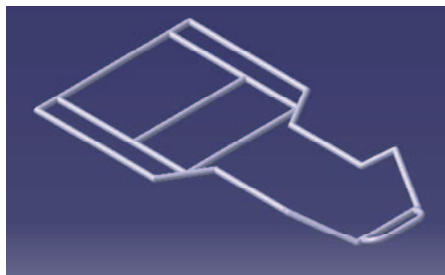
Al diseñar los modelos avanzados se decide diseñar el que llamaremos chasis grande al mismo estilo que los simples, pero con la nueva geometría y el que llamaremos mediano únicamente con las barras de la periferia del chasis, para comprobar así si es lo suficientemente resistente y poder restarle peso al chasis en posteriores diseños.

Las principales ventajas de este nuevo sistema “avanzado” radican en que el eje delantero se hace más ancho y su diseño permite que la distancia entre el suelo y el chasis se reduzca en 10cm lo que permitirá un mayor agarre y maniobrabilidad del vehículo a altas velocidades por mantener el centro de gravedad más bajo y aumentar la superficie general del vehículo, y la anchura de la rodadura del vehículo en curva.

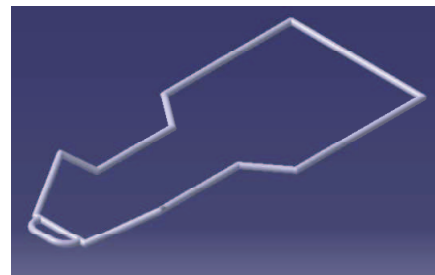
Tras observar los resultados se llega a la conclusión de que los nuevos modelos necesitan algún tipo de refuerzo en la parte delantera de los mismos y se rediseñan con nuevos componentes, dando lugar a los chasis grande reforzado y mediano reforzado respectivamente.

A continuación se muestran los modelos de chasis avanzados:

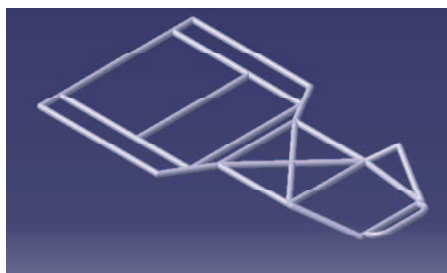
Grande



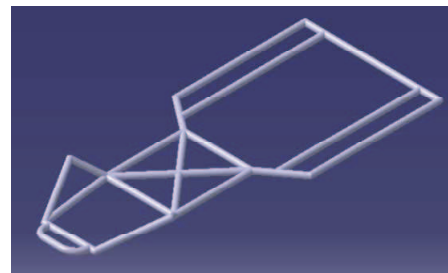
Mediano



Grande reforzado



Mediano reforzado



A partir de los nuevos resultados obtenidos con estos últimos modelos se decide que el que muestra mejores aptitudes es el chasis grande reforzado y se elige esta configuración para el chasis definitivo sobre el que se diseñara el sistema antivuelco del vehículo.

La siguiente imagen se corresponde al diseño final de chasis que será el elegido para el vehículo.

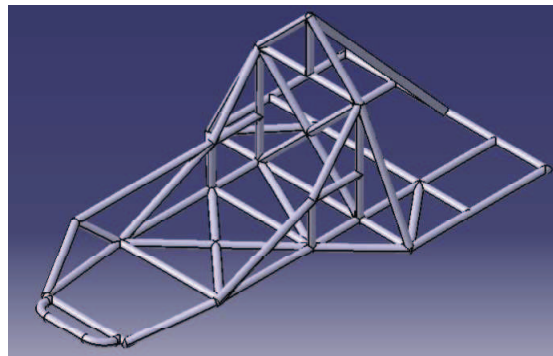


Imagen 1.13: Estructura final del chasis

Este nuevo chasis además de incorporar el nuevo sistema antivuelco será analizado con espesores variables en los tubos según las necesidades que se han ido observando a lo largo del proceso de análisis, además se harán pruebas con diferentes materiales para el sistema antivuelco como ya se ha comentado anteriormente en este proyecto.

A continuación se muestran los resultados de los análisis y se explicará más detalladamente las razones que nos llevan a cada uno de estos nuevos diseños.

1.1.1.-Resultados chasis sin antivuelco:

- Aceleración longitudinal máxima (2G):

En las siguientes tablas se pueden observar los resultados de cada uno de los modelos de chasis para este ensayo con los diferentes grosores:

Tensiones equivalentes de von mises:

Espesor 3,2mm			Von Mises (Mpa)		
			Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer
CHASIS	Simple	Ancho	5,828	3,074	2,964
		Mediano	13,36	4,38	4,337
		Estrecho	7,616	3,182	2,661
	Avanzado	Grande	20,54	7,101	13,05
		Pequeño	14,69	5,777	9,335
		Grande reforzado	17,11	7,617	14,58
		Pequeño reforzado	70,41	55,58	116,6

Espesor 2mm	Von Mises (Mpa)		
	Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer
Ancho	8,463	3,854	3,456
Mediano	10,8	4,812	4,377
Estrecho	8,998	4,091	3,636
Grande	16,01	6,349	12,87
Pequeño	13,07	6,03	7,698
Grande reforzado	13,1	8,921	15,6
Pequeño reforzado	86,22	78,44	180

Tablas 1.4 y 1.5: Tensiones equivalentes de Von Mises para el ensayo de Aceleración 2G

Total stress:

Espesor 3,2mm			Total Stress (Mpa)					
			11 Top layer	22 Top layer	11 Middle layer	22 Middle layer	11 Bottom layer	22 Bottom layer
CHASIS	Simple	Ancho	4,515	2,598	3,157	1,702	2,466	1,838
		Mediano	5,134	4,283	3,347	2,489	2,649	2,517
		Estrecho	4,431	3,176	3,066	1,992	2,451	1,719
	Avanzado	Grande	14,95	17,01	3,244	5,809	9,938	5,756
		Pequeño	6,353	11,2	3,542	3,932	5,781	4,933
		Grande reforzado	9,81	8,699	6,008	5,881	7,722	13,08
		Pequeño reforzado	23,88	59,9	17,79	28,27	53,27	97,62

Espesor 2mm			Total Stress (Mpa)					
			11 Top layer	22 Top layer	11 Middle layer	22 Middle layer	11 Bottom layer	22 Bottom layer
CHASIS	Simple	Ancho	4,936	5,166	3,448	3,392	2,635	2,427
		Mediano	6,645	4,994	4,083	2,812	2,659	2,648
		Estrecho	5,313	4,043	3,455	2,017	2,841	2,154
	Avanzado	Grande	6,796	8,389	3,53	4,269	40,56	5,843
		Pequeño	5,45	9,599	3,555	4,204	5,402	4,03
		Grande reforzado	7,424	5,998	4,577	6,961	9,855	15,49
		Pequeño reforzado	34,01	28,81	32,5	27,67	98,57	53,98

Tablas 1.6 y 1.7: Tensiones en las direcciones principales para el ensayo de Aceleración 2G

Deformación:

Espesor 3,2mm			Deformación Max. (mm)			
			Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
CHASIS	Simple	Ancho	0,00647	0,00137	0,05444	0,05461
		Mediano	0,00658	0,00209	0,06133	0,0615
		Estrecho	0,00627	0,00627	0,05404	0,05426
	Avanzado	Grande	0,01460	0,00817	0,07410	0,0753
		Pequeño	0,01673	0,02180	0,09551	0,0979
		Grande reforzado	0,01420	0,00325	0,09120	0,0916
		Pequeño reforzado	0,01105	0,00664	0,06548	0,06556

Espesor 2mm			Deformación Max. (mm)			
			Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
CHASIS	Simple	Ancho	0,004007	0,001266	0,0603	0,06031
		Mediano	0,006233	0,002805	0,06978	0,06988
		Estrecho	0,005548	0,002841	0,06217	0,06225
	Avanzado	Grande	0,01563	0,01312	0,07661	0,0787
		Pequeño	0,01673	0,02045	0,02045	0,09289
		Grande reforzado	0,0146	0,003007	0,09061	0,09102
		Pequeño reforzado	0,01084	0,006265	0,06284	0,06298

Tablas 1.8 y 1.9: Deformaciones en la estructura para el ensayo de Aceleración 2G

Como puede observarse todos los modelos obtienen resultados satisfactorios en este análisis. En la siguiente imagen puede observarse las zonas más afectadas por los chasis en esta prueba:

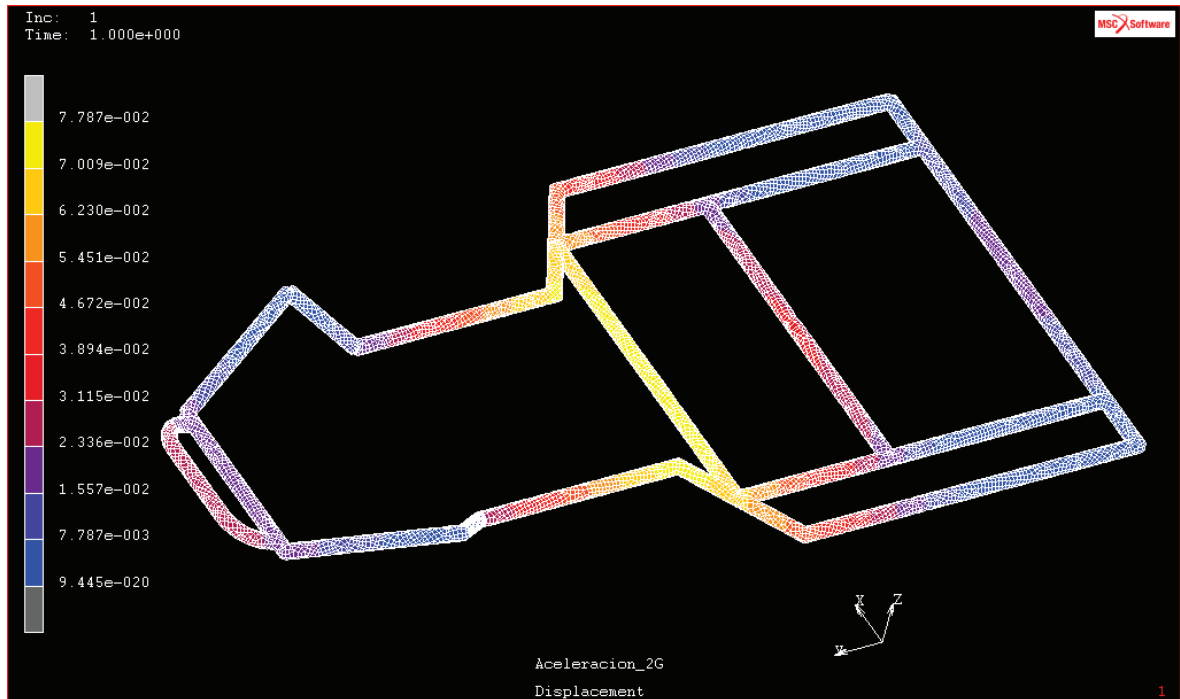


Imagen 1.14: Aceleración 2G Chasis avanzado grande.

- Frenada longitudinal máxima (2G)

En las siguientes tablas se pueden observar los resultados de cada uno de los modelos de chasis para este ensayo con los diferentes grosores:

Tensiones equivalentes de von mises:

Espesor 3,2mm			Von Mises (Mpa)		
			Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer
CHASIS	Simple	Ancho	5,828	3,074	2,964
		Mediano	11,73	4,064	3,792
		Estrecho	6,409	3,335	2,853
	Avanzado	Grande	36,38	10,35	17,8
		Pequeño	14,84	7,634	9,169
		Grande reforzado	14,67	6,277	19,91
		Pequeño reforzado	63,06	64,95	124,8

Espesor 2mm			Von Mises (Mpa)		
			Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer
CHASIS	Simple	Ancho	5,701	3,471	3,428
		Mediano	8,441	3,723	4,329
		Estrecho	9,466	4,335	3,776
	Avanzado	Grande	22,82	13,49	32,49
		Pequeño	13,75	7,999	9,574
		Grande reforzado	16,64	6,852	21,22
		Pequeño reforzado	47,17	51,39	91,85

Tablas 1.10 y 1.11: Tensiones equivalentes de Von Mises para el ensayo de Frenada 2G.

Total stress:

Espesor 3,2mm			Total Stress (Mpa)					
			11 Top layer	22 Top layer	11 Middle layer	22 Middle layer	11 Bottom layer	22 Bottom layer
CHASIS	Simple	Ancho	4,515	2,598	3,157	1,702	2,466	1,838
		Mediano	4,886	4,125	3,414	2,474	2,752	2,125
		Estrecho	5,308	2,864	3,464	1,804	2,762	1,97
	Avanzado	Grande	40,52	19,84	10,87	7,693	18,77	12,68
		Pequeño	11,76	10,6	6,712	4,622	7,658	7,505
		Grande reforzado	7,629	10,52	5,639	4,982	8,364	7,228
		Pequeño reforzado	29,07	44,18	44,64	12,33	85,06	42,04

Espesor 2mm			Total Stress (Mpa)					
			11 Top layer	22 Top layer	11 Middle layer	22 Middle layer	11 Bottom layer	22 Bottom layer
CHASIS	Simple	Ancho	4,744	3,23	3,434	2,002	2,848	2,296
		Mediano	4,972	3,865	3,417	1,974	3,034	2,234
		Estrecho	3,776	4,094	4,412	2,405	3,7	2,626
	Avanzado	Grande	12,88	12,07	8,895	9,776	28,62	15,14
		Pequeño	11,61	10,78	7,628	5,946	8,47	7,497
		Grande reforzado	8,41	8,459	6,28	3,79	10,64	9,669
		Pequeño reforzado	20,64	29,91	33,28	12,75	57,63	26,41

Tablas 1.12 y 1.13: Tensiones en las direcciones principales para el ensayo de Frenada 2G

Deformación:

Espesor 3,2mm			Deformación Max. (mm)			
			Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
CHASIS	Simple	Ancho	0,006473	0,001371	0,05444	0,0561
		Mediano	0,00675	0,001808	0,0611	0,06127
		Estrecho	0,006342	0,001055	0,05558	0,05576
	Avanzado	Grande	0,02648	0,00688	0,0896	0,0906
		Pequeño	0,0329	0,007617	0,1113	0,1138
		Grande reforzado	0,01205	0,001678	0,0688	0,06887
		Pequeño reforzado	0,004719	0,002316	0,04238	0,04242

Espesor 2mm			Deformación Max. (mm)			
			Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
CHASIS	Simple	Ancho	0,004837	0,001102	0,05771	0,05774
		Mediano	0,003649	0,001384	0,005569	0,05571
		Estrecho	0,003894	0,00236	0,06023	0,06027
	Avanzado	Grande	0,0325	0,021	0,1099	0,114
		Pequeño	0,03438	0,008029	0,1144	0,117
		Grande reforzado	0,01194	0,001965	0,06771	0,06781
		Pequeño reforzado	0,004694	0,00246	0,04022	0,04027

Tablas 1.14 y 1.15: Deformaciones en la estructura para el ensayo de Frenada 2G

Como puede observarse todos los modelos obtienen resultados satisfactorios en este análisis. En la siguiente imagen puede observarse las zonas más afectadas por los chasis en esta prueba:

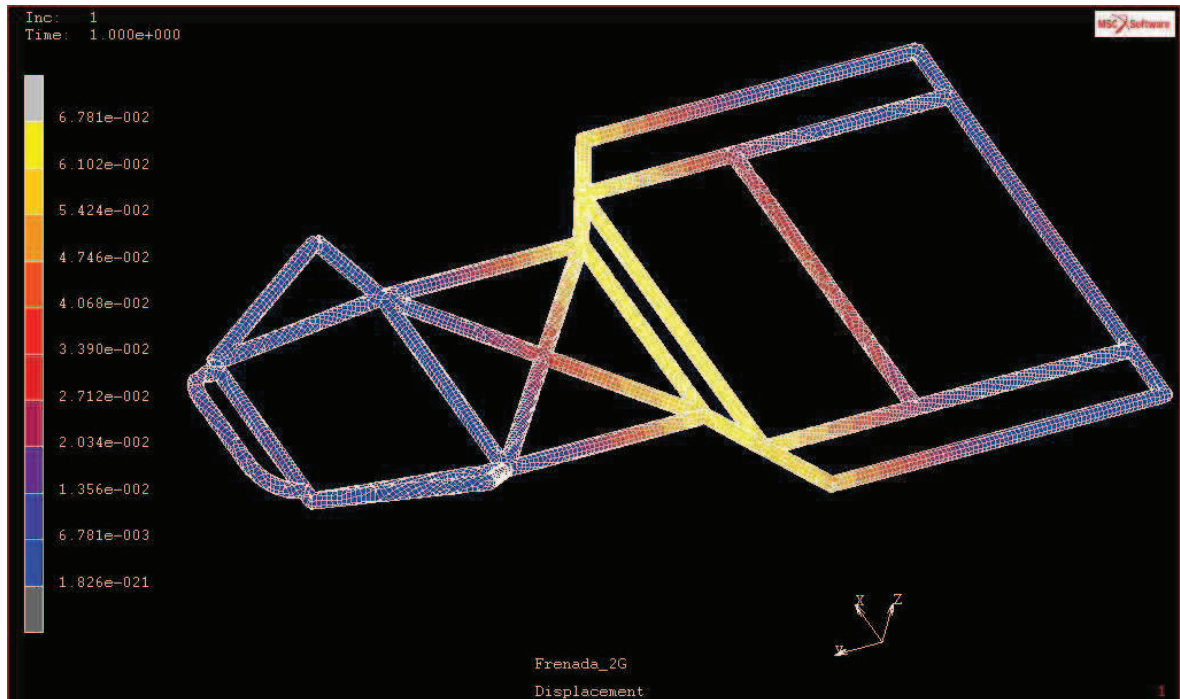


Imagen 1.15: Desplazamiento en aceleración del chasis avanzado grande reforzado.

- Aceleración lateral máxima (2G)

En las siguientes tablas se pueden observar los resultados de cada uno de los modelos de chasis para este ensayo con los diferentes grosores:

Tensiones equivalentes de von mises:

Espesor 3,2mm			Von Mises (Mpa)		
			Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer
CHASIS	Simple	Ancho	12,74	6,098	7,108
		Mediano	17,32	6,601	6,55
		Estrecho	10,93	5,453	5,348
	Avanzado	Grande	16,34	15,33	20,4
		Pequeño	19,67	9,261	10,98
		Grande reforzado	20,68	13,53	26,79
		Pequeño reforzado	53,04	40,91	88,55

Espesor 2mm			Von Mises (Mpa)		
			Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer
CHASIS	Simple	Ancho	11,9	6,179	8,671
		Mediano	14,36	7,034	6,834
		Estrecho	14,38	7,467	7,132
	Avanzado	Grande	17,89	15,66	21,01
		Pequeño	18,61	10,43	11,92
		Grande reforzado	24,24	14,26	32,19
		Pequeño reforzado	57,81	65,21	154,4

Tablas 1.16 y 1.17: Tensiones de Von Mises para el ensayo de Aceleración Lateral 2G

Total stress:

Espesor 3,2mm			Total Stress (Mpa)					
			11 Top layer	22 Top layer	11 Middle layer	22 Middle layer	11 Bottom layer	22 Bottom layer
CHASIS	Simple	Ancho	9,822	8,464	5,761	5,025	6,145	4,727
		Mediano	10,25	6,935	6,099	3,841	6,23	4,659
		Estrecho	7,857	6,699	5,076	5,076	5,436	3,862
	Avanzado	Grande	10,06	9,233	6,7	6,923	10,73	11,28
		Pequeño	15,42	15,27	5,643	6,543	7,964	7,632
		Grande reforzado	14,89	16,29	6,99	8,201	15,72	16,44
		Pequeño reforzado	40,92	44,89	11,17	23,25	33,41	41,81

Espesor 2mm			Total Stress (Mpa)					
			11 Top layer	22 Top layer	11 Middle layer	22 Middle layer	11 Bottom layer	22 Bottom layer
CHASIS	Simple	Ancho	9,53	8,291	6,138	5,501	7,729	4,836
		Mediano	10,95	7,364	7,178	3,898	6,72	4,719
		Estrecho	9,131	8,036	6,603	4,769	7,41	4,696
	Avanzado	Grande	9,749	10,37	7,909	12,03	15,02	19,62
		Pequeño	15,1	14,85	6,536	7,032	8,719	8,368
		Grande reforzado	20,43	22,83	7,885	9,81	26,65	19,88
		Pequeño reforzado	38,15	38,08	26,44	22,93	79,43	43,23

Tablas 1.18 y 1.19: Tensiones en las direcciones principales para el ensayo de Aceleración Lateral 2G.

Deformación:

Espesor 3,2mm			Deformación Max. (mm)			
			Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
CHASIS	Simple	Ancho	0,006656	0,07967	0,05796	0,09722
		Mediano	0,006986	0,08129	0,06063	0,1001
		Estrecho	0,006067	0,06925	0,05535	0,08814
	Avanzado	Grande	0,0193	0,0677	0,0713	0,0979
		Pequeño	0,09877	0,02013	0,08755	0,1301
		Grande reforzado	0,0082	0,0175	0,0134	0,091
		Pequeño reforzado	0,006624	0,0127	0,05705	0,05786

Espesor 2mm			Deformación Max. (mm)			
			Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
CHASIS	Simple	Ancho	0,006028	0,07998	0,05414	0,09542
		Mediano	0,005968	0,07178	0,0609	0,09317
		Estrecho	0,006217	0,08189	0,05995	0,101
	Avanzado	Grande	0,02394	0,06818	0,07032	0,09741
		Pequeño	0,02168	0,09786	0,08633	0,1286
		Grande reforzado	0,008271	0,01787	0,0876	0,09029
		Pequeño reforzado	0,00661	0,01269	0,0541	0,05495

Tablas 1.20 y 1.21: Deformaciones en la estructura para el ensayo de Aceleración Lateral 2G.

Como puede observarse todos los modelos obtienen resultados satisfactorios en este análisis, apenas muestran tensiones en sus nudos. En la siguiente imagen puede observarse las zonas más afectadas por los chasis en esta prueba:

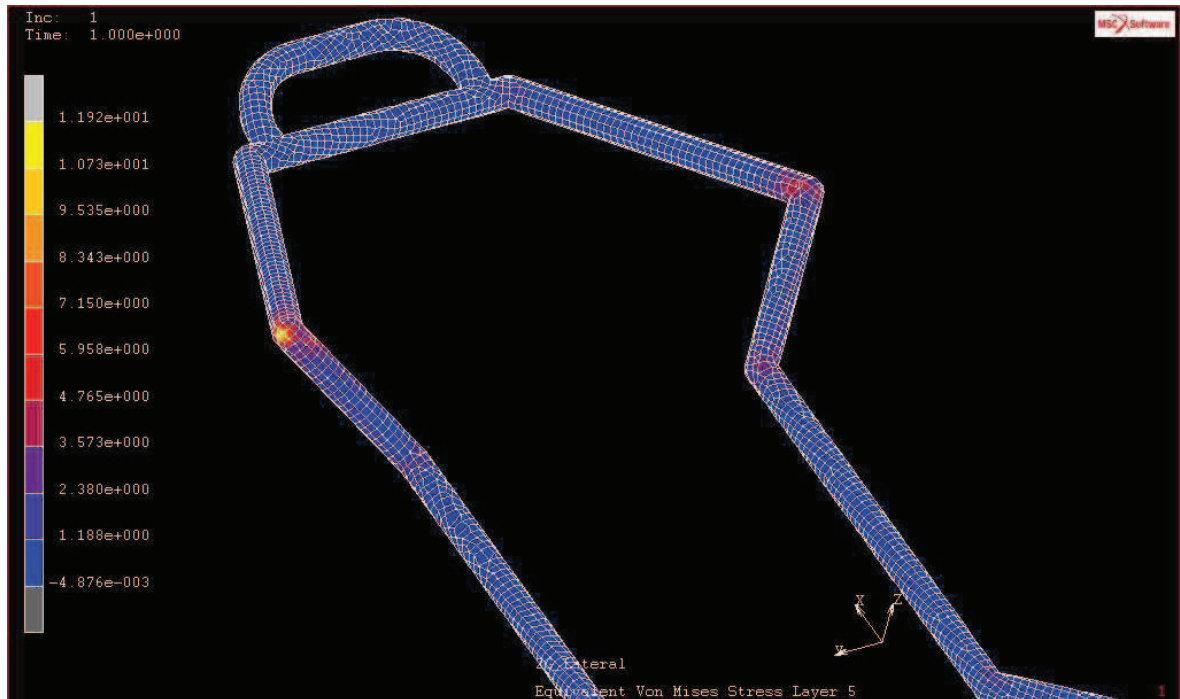


Imagen 1.16: Bottom layer de la Equivalente de Von Mises del chasis Pequeño.

Como puede observarse en la imagen anterior, las tensiones más altas aparecen en los puntos de anclaje del chasis.

- 2P en el arco lateral

En las siguientes tablas se pueden observar los resultados de cada uno de los modelos de chasis para este ensayo con los diferentes grosores:

Tensiones equivalentes de von mises:

Espesor 3,2mm			Von Mises (Mpa)		
			Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer
CHASIS	Simple	Ancho	285,9	157,3	125,7
		Mediano	296,8	175,9	159
		Estrecho	278,7	164,2	149,7
	Avanzado	Grande	273,1	130,4	152,6
		Pequeño	1067	412,5	395,8
		Grande reforzado	120,4	91,48	186,3
		Pequeño reforzado	452,9	375	686,3

Espesor 2mm			Von Mises (Mpa)		
			Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer
CHASIS	Simple	Ancho	418,9	253,7	217,7
		Mediano	475,4	292,7	290,7
		Estrecho	601,9	338,1	320,5
	Avanzado	Grande	401,1	212,9	172,9
		Pequeño	1601	704,7	619,4
		Grande reforzado	173,8	239,3	209,4
		Pequeño reforzado	786,9	678,5	1360

Tablas 1.22 y 1.23: Tensiones equivalentes de Von Mises para el ensayo de 2P Lateral.

Total stress:

Espesor 3,2mm			Total Stress (Mpa)					
			11 Top layer	22 Top layer	11 Middle layer	22 Middle layer	11 Bottom layer	22 Bottom layer
CHASIS	Simple	Ancho	248,4	180,4	156,2	91,48	110,1	64,58
		Mediano	286,6	121,8	177,5	38,76	127,7	80,26
		Estrecho	192,1	192,7	100,2	96,79	77,45	84,4
	Avanzado	Grande	104	204,4	137,8	13,78	73,33	94,85
		Pequeño	434,8	674,4	180,7	419	189,8	289,1
		Grande reforzado	129,5	130,7	93,49	70,2	63,25	109,3
		Pequeño reforzado	258,9	281,4	237,6	94,22	413,8	204,7

Espesor 2mm			Total Stress (Mpa)					
			11 Top layer	22 Top layer	11 Middle layer	22 Middle layer	11 Bottom layer	22 Bottom layer
CHASIS	Simple	Ancho	362	270	256,4	157,3	194,7	106
		Mediano	441,9	226	300,7	107,2	192,7	139,5
		Estrecho	367,7	391,8	211,4	208,6	141	153,9
	Avanzado	Grande	198,5	330,5	122,3	228,8	146,2	164,5
		Pequeño	948,6	1009	666,7	702,5	483,1	493,1
		Grande reforzado	193,9	204	152,2	118,7	146,6	172,3
		Pequeño reforzado	484	587,7	386,2	145,7	736	409,9

Tablas 1.24 y 1.25: Tensiones en las direcciones principales para el ensayo de 2P Lateral.

Deformación:

Espesor 3,2mm			Deformación Max. (mm)			
			Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
CHASIS	Simple	Ancho	0,05903	1,005	0,08311	1,005
		Mediano	0,06027	1,034	0,1029	1,037
		Estrecho	0,05469	0,928	0,06538	0,9291
	Avanzado	Grande	0,077	0,771	0,1013	0,773
		Pequeño	0,4295	4,785	0,684	4,83
		Grande reforzado	0,0322	0,3255	0,1759	0,327
		Pequeño reforzado	0,4835	0,385	0,145	0,958

Espesor 2mm			Deformación Max. (mm)			
			Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
CHASIS	Simple	Ancho	0,09125	1,581	0,1037	1,581
		Mediano	1,395	1,584	0,1267	1,585
		Estrecho	0,1303	1,921	0,3786	1,954
	Avanzado	Grande	0,1143	1,221	0,1182	1,222
		Pequeño	0,6408	7,515	1,126	7,541
		Grande reforzado	0,04838	0,5063	0,2324	0,5074
		Pequeño reforzado	0,07414	0,6064	0,1934	0,619

Tablas 1.26 y 1.27: Deformaciones en la estructura para el ensayo de 2P Lateral.

En este ensayo ya empiezan a verse las diferencias entre los diferentes diseños. Vemos por los resultados de las tensiones de Von Mises que sólo los chasis grandes son aptos para

pasar este test. Los demás chasis sufrirán deformaciones permanentes aunque estas no sean grandes, ya que se sobrepasa el límite elástico del material, en este caso el acero con un límite elástico de 430MPa.

En la siguiente imagen, se muestra el caso más desfavorable del ensayo:

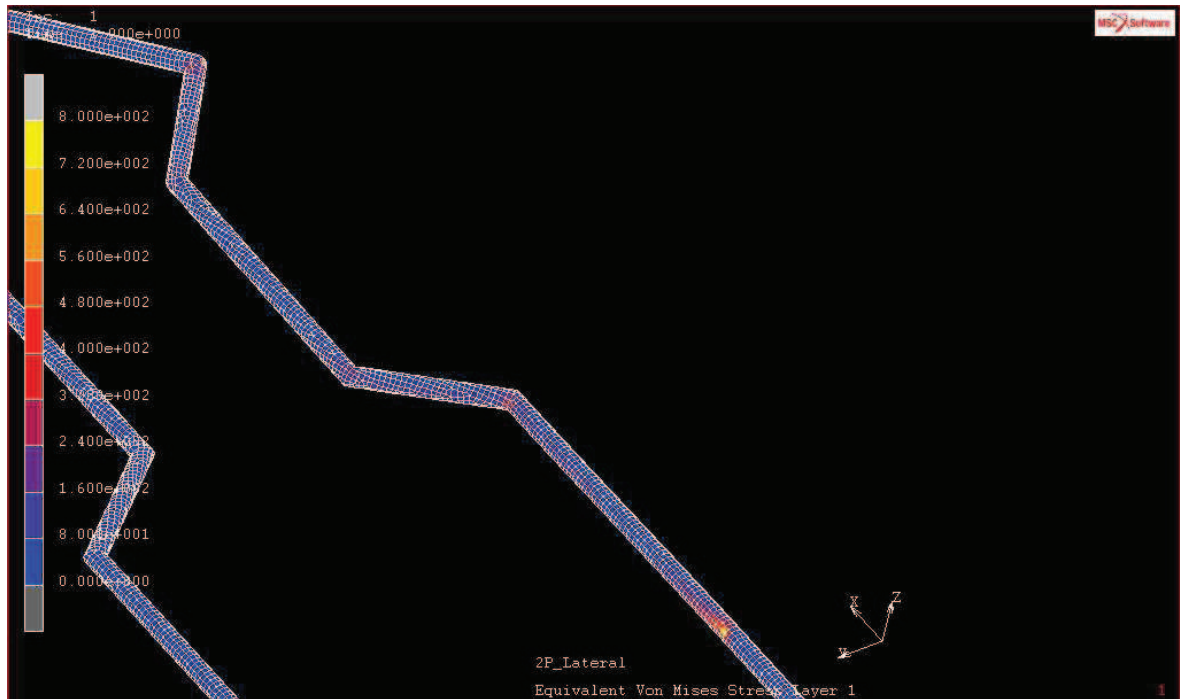


Imagen 1.17: Top Layer de la EVM del chasis avanzado Pequeño

Como puede observarse el chasis esta sobretensionado en los nudos cercanos a la zona donde se le aplica la fuerza y sobre todo en las zonas donde se le ha restringido el movimiento, es decir dónde irá anclado el eje trasero.

- SAE2

En las siguientes tablas se pueden observar los resultados de cada uno de los modelos de chasis para este ensayo con los diferentes grosores:

Tensiones equivalentes de von mises:

Espesor 3,2mm			Von Mises (Mpa)		
			Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer
CHASIS	Simple	Ancho	2622	1119	893
		Mediano	3251	1302	1100
		Estrecho	2196	939,8	781,4
	Avanzado	Grande	4557	3257	7256
		Pequeño	3967	1779	2201
		Grande reforzado	1145	570,5	1121
		Pequeño reforzado	5839	4756	9126

Espesor 2mm			Von Mises (Mpa)		
			Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer
CHASIS	Simple	Ancho	3793	1776	1514
		Mediano	4746	2077	1843
		Estrecho	3111	1449	1319
	Avanzado	Grande	8081	4489	11050
		Pequeño	6101	2941	3843
		Grande reforzado	2006	1025	2249
		Pequeño reforzado	9695	8212	18270

Tablas 1.28 y 1.29: Tensiones equivalentes de Von mises para el ensayo SAE2.

Total stress:

Espesor 3,2mm			Total Stress (Mpa)					
			11 Top layer	22 Top layer	11 Middle layer	22 Middle layer	11 Bottom layer	22 Bottom layer
CHASIS	Simple	Ancho	1643	1888	957,9	1078	591,7	632,6
		Mediano	1847	1484	1026	765,1	672,6	704,3
		Estrecho	1494	1073	903,4	503,8	604,5	345,7
	Avanzado	Grande	2212	2211	2163	1758	5484	3382
		Pequeño	2947	2871	1643	1362	1434	1461
		Grande reforzado	819,2	764	408,1	401,2	797	1058
		Pequeño reforzado	3306	3270	2786	1663	5237	4731

Espesor 2mm			Total Stress (Mpa)					
			11 Top layer	22 Top layer	11 Middle layer	22 Middle layer	11 Bottom layer	22 Bottom layer
CHASIS	Simple	Ancho	2382	2808	1549	1813	1058	1145
		Mediano	2826	2224	1694	1273	1115	1060
		Estrecho	2143	1548	1463	865,6	1004	619,7
	Avanzado	Grande	3707	3846	2898	2225	8660	4532
		Pequeño	4520	4533	2891	2417	2644	2438
		Grande reforzado	1991	1575	714,7	696,5	2265	2173
		Pequeño reforzado	6016	4585	3941	2407	11030	5380

Tablas 1.30 y 1.31: Tensiones en las direcciones principales para el ensayo SAE2.

Deformación:

Espesor 3,2mm			Deformación Max. (mm)			
			Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
CHASIS	Simple	Ancho	1,282	1,64	10,99	11,09
		Mediano	1,383	2,564	18,19	18,35
		Estrecho	1,187	1,736	6,445	6,661
	Avanzado	Grande	8,058	2,259	29,38	29,54
		Pequeño	9,584	3,171	34,67	35,17
		Grande reforzado	1,076	1,473	6,344	6,507
		Pequeño reforzado	1,125	0,733	5,775	5,807

Espesor 2mm			Deformación Max. (mm)			
			Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
CHASIS	Simple	Ancho	1,969	2,664	16,45	16,64
		Mediano	2,089	4,151	27,21	27,49
		Estrecho	1,854	2,783	9,446	9,832
	Avanzado	Grande	12,64	3,701	45,34	45,59
		Pequeño	15,52	4,555	55,52	56,37
		Grande reforzado	1,812	2,442	10,45	10,73
		Pequeño reforzado	1,836	1,205	9,308	9,359

Tablas 1.32 y 1.33: Deformaciones en la estructura para el ensayo SAE2.

Como puede verse en los resultados obtenidos, para este ensayo todos los diferentes diseños soportan esfuerzos y tensiones superiores al límite elástico del material, los marcados en rojo. Al tratarse de un ensayo para la Formula SAE y ser estas estructuras planas y además sin triangular diremos que es normal y se utilizará este ensayo solo para ver que estructura soporta más dignamente estas tensiones. Al incorporar el sistema de antivuelco y triangular toda la estructura se conseguirá que esas tensiones bajen por debajo del límite elástico. Por eso lo importante en este ensayo serán los desplazamientos, que no podrán superar los 25mm en ningún punto del chasis, así se podrá asegurar que tampoco lo harán las futuras estructuras trianguladas.

En las siguientes imágenes se muestran dos casos de chasis avanzado grande, el primero muestra como la estructura se deforma en exceso y en el segundo veremos como el refuerzo de este mismo chasis sirve para contener esa deformación:

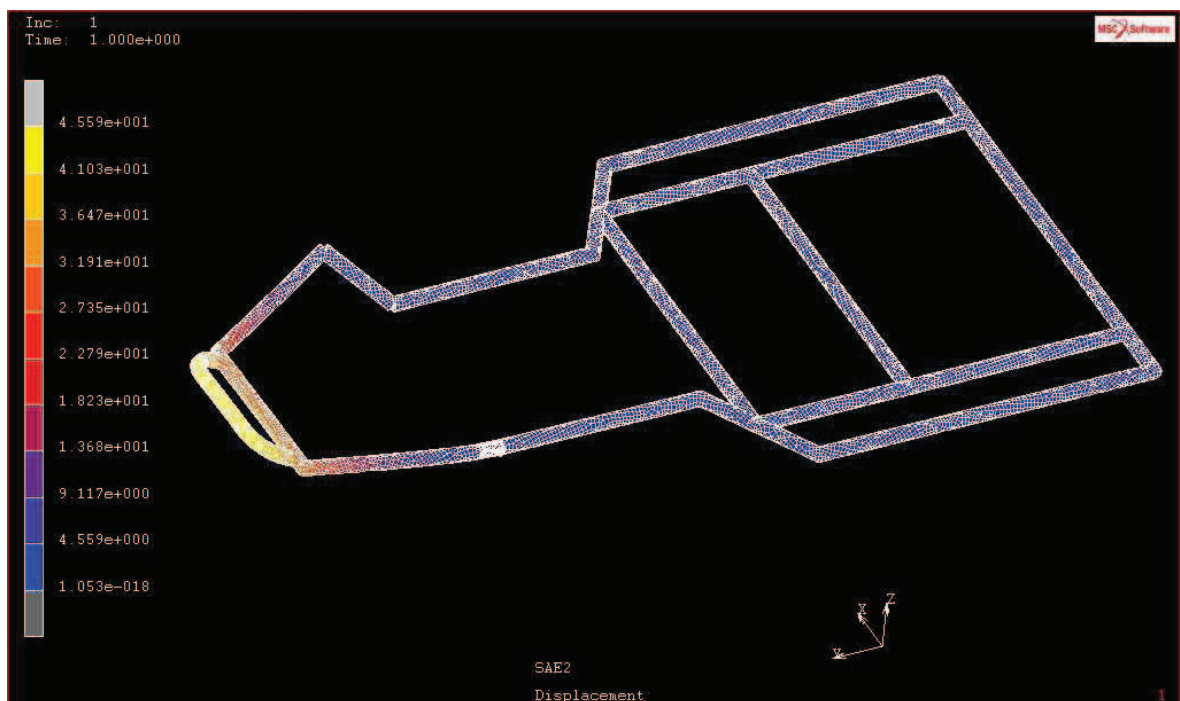


Imagen 1.18: Desplazamiento chasis avanzado grande de 2mm de espesor, ensayo SAE2.

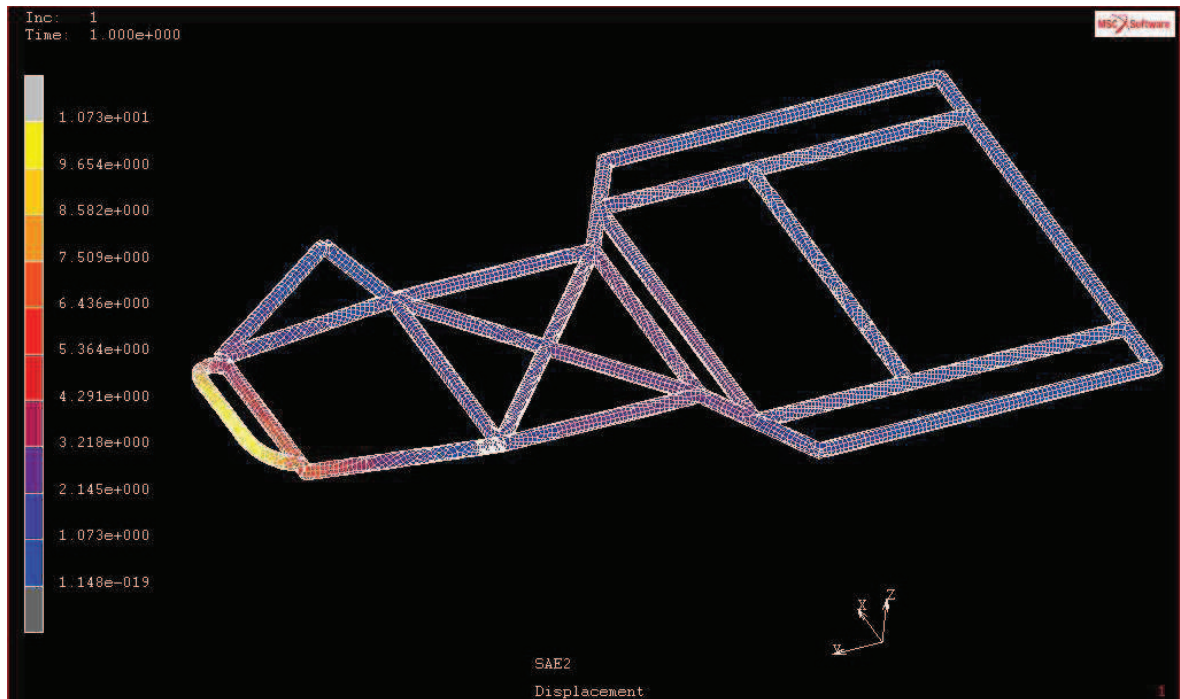


Imagen 1.19: Desplazamiento chasis avanzado grande reforzado de 2mm de espesor, ensayo SAE2.

Como puede observarse en las imágenes, en la primera se deforma en exceso la parte frontal, que es la que sufre el impacto, hasta 45 cm, mientras que en el segundo caso, gracias al refuerzo que se le ha aplicado, las tensiones se reparten mejor a lo largo de la estructura y las deformaciones son mucho menores, unos 10 cm.

No obstante y como medida de seguridad, puede apreciarse como en caso de choque frontal lo primero en deformarse y por tanto la zona que absorberá la mayor parte del impacto será el extremo delantero del vehículo, dejando intacta la zona habilitada para el conductor. Este efecto es el deseado para este tipo de impactos, por lo que la estructura está bien diseñada para una mejor absorción de los impactos frontales.

Con respecto a este ensayo podemos descartar como válidos los chasis avanzados sin reforzar de ambos espesores y el chasis simple mediano de espesor de 2mm.

1.1.2.- Conclusiones resultados chasis sin antivuelco

Por lo visto en los resultados, el único chasis válido tras efectuar los ensayos sobre los modelos de chasis es el **chasis avanzado grande reforzado de 3,2mm**, que servirá de base para el chasis final con el sistema antivuelco incorporado.

A la vista de los resultados de los apartados anteriores se llega a la conclusión de que la parte frontal del chasis donde se han colocado los refuerzos deberá ser de 3,2mm necesariamente, ya que de lo contrario, no será capaz de soportar los esfuerzos generados en el ensayo de SAE2 en el caso de impacto frontal del vehículo, mientras que la parte trasera podrá ser de 2mm de espesor, ya que según los datos que se han obtenido soporta perfectamente las solicitaciones exigidas.

A continuación se exponen los nuevos modelos de chasis con sistema antivuelco para la protección del piloto y los resultados de sus análisis:

Primero se mostrarán los diferentes modelos de chasis con antivuelco incorporado que se han prediseñado a partir del modelo avanzado reforzado. Como se han diseñado una cantidad elevada de chasis se mostraran imágenes de cada prototipo o prueba pero solo se mostrarán los resultados de los análisis de los chasis que se han considerado más interesantes en relación a sus resultados, es decir los que más información válida han mostrado para la toma de decisiones a la hora de diseñar.

A continuación se muestra unas tablas con cada uno de los prototipos y modelos de chasis analizados:

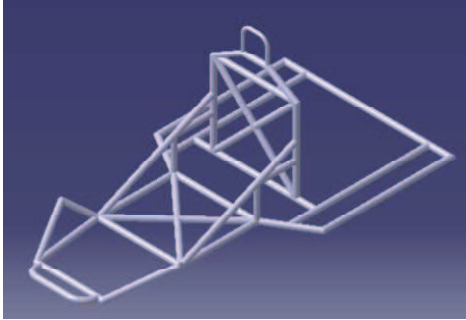
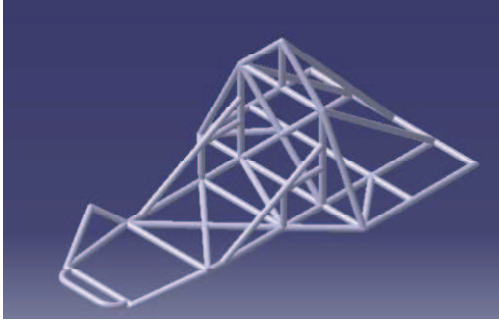
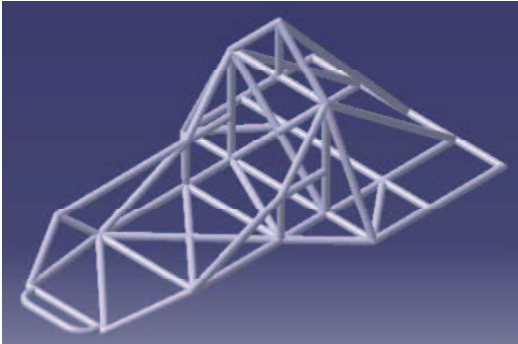
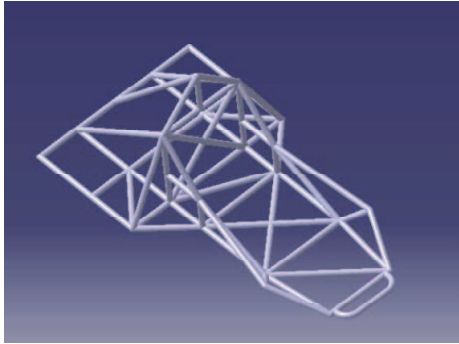
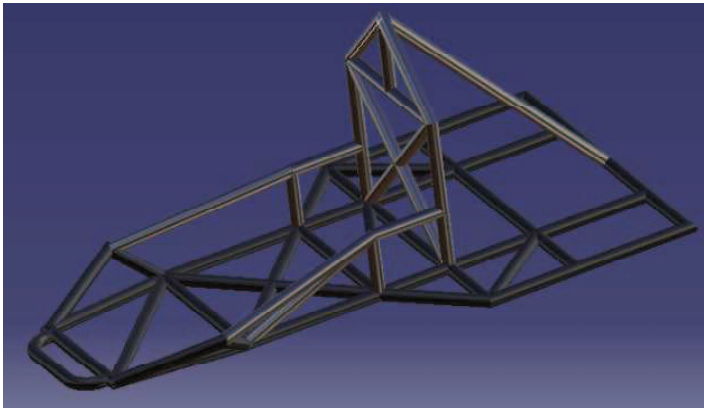
IMÁGENES CHASIS COMPLETOS	
 <p>Chasis Completo 1</p>	 <p>Chasis Completo 2</p>
 <p>Chasis Completo 3</p>	 <p>Chasis Completo 4</p>
 <p>Chasis Completo 5</p>	

Tabla 1.34: Modelos de chasis completo con estructura antivuelco.

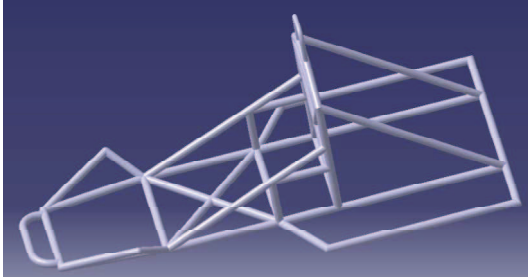

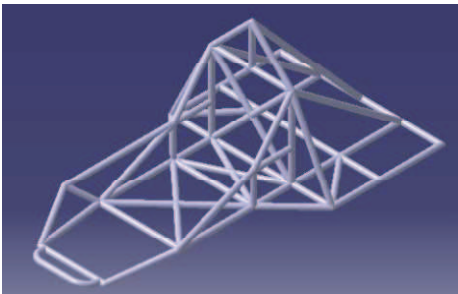
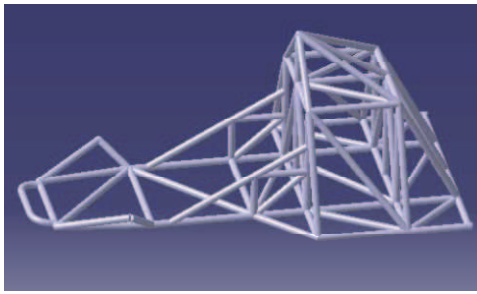
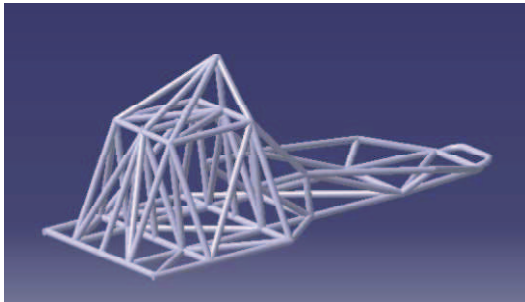
IMÁGENES DISEÑOS DE CHASIS DE PRUEBAS	
 <p>Chasis de Prueba 1</p>	 <p>Chasis de Prueba 2</p>
 <p>Chasis de Prueba 3</p>	 <p>Chasis de Prueba 4</p>
 <p>Chasis de Prueba 5</p>	

Tabla 1.35: Modelos de chasis de pruebas con estructura antivuelco.

1.1.3.- Resultados chasis con antivuelco:

En este apartado se mostrarán los resultados de los análisis de los chasis del Completo 1 al Completo 4. Se explicará también las razones por las que se introducen nuevos elementos en el chasis y también se razonará la elección de los espesores y materiales utilizados para cada parte del mismo.

Ahora se mostrarán uno por uno los todos los análisis de cada modelo unidos en lugar de aparecer por ensayos. Esto se debe a que esta última parte del diseño del chasis se ha producido de forma más interactiva, es decir, que a diferencia de la sección anterior en la que se buscaba más la recogida de datos para los posteriores diseños, en esta sección se ha pretendido ir en busca del modelo definitivo de chasis. Además se incluirá por vez primera el ensayo SAE 1, que es el que tiene que ver con la resistencia a impactos de la estructura antivuelco.

Chasis completo 1

Este modelo es el primero con sistema antivuelco incorporado. Para este chasis se le ha añadido verticalmente unas barras donde irá apoyado el asiento del conductor y el cabecero del mismo al chasis grande reforzado. Se han añadido pocas estructuras trianguladas, por lo que se deduce de antemano un resultado negativo para los ensayos SAE1 y SAE 2. Esto se hace con el simple propósito de ver como varían las tensiones en relación con el cambio de peso y forma de la estructura.

Se aprovecha también para poner en práctica la teoría de que la parte trasera del vehículo aguantara las tensiones con un espesor de tan solo 2 mm. Por tanto la disposición de las barras del chasis para este modelo quedará de la siguiente manera:

Chasis Completo 1	Material	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)
Barras Frontales	Acero	32	3,2	13,86
Barras Traseras	Acero	32	2	8,4
Antivuelco	Aluminio	32	5	7,33

Tabla 1.36: Dimensiones y materiales de tubo del Chasis Completo 1.

Donde:

Frontal:

Trasera:

Antivuelco:

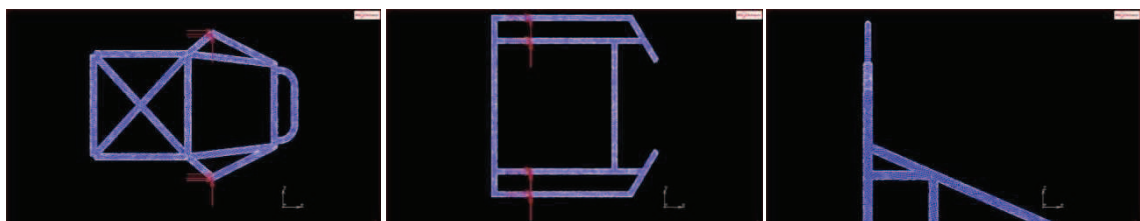


Imagen 1.20: Disposición barras Chasis Completo 1

En las siguientes tablas se mostrarán los resultados de los análisis para este modelo:

Chasis Completo 1	Von Mises (Mpa)			Deformación Max. (mm)			
	Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer	Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
Aceleración 2G	17,22	6,922	17,33	0,0733	0,0062	0,0562	0,091
Frenada 2G	10,75	7,243	9,673	0,1861	0,0042	0,1145	0,214
2G Lateral	13,29	8,7	13,38	0,0592	0,163	0,1287	0,192
2P Lateral	155,2	154,2	153,4	0,0656	0,6219	0,1498	0,622
SAE 1	1457	1004	1622	43,05	13,34	14,56	46,3
SAE 2	1710	458,1	1740	1,318	0,758	5,439	5,492

Chasis Completo 1	Total Stress (Mpa)					
	11 Top layer	22 Top Layer	11 Middle layer	22 Middle Layer	11 Bottom layer	22 Bottom Layer
Aceleración 2G	14,6	12,99	3,529	4,327	17,24	13,65
Frenada 2G	7,673	9,038	5,867	7,192	10,96	6,758
2G Lateral	13,64	13,17	8,209	8,808	14,94	11,68
2P Lateral	155,3	157	150,5	122,3	158,3	117,4
SAE 1	1019	1556	884,4	850,4	1839	928
SAE 2	1563	1146	248,4	298,9	1753	1203

Tablas 1.37 y 1.38: Resultados de los ensayos para el Chasis Completo 1.

Como se puede apreciar la estructura no es lo suficientemente resistente para soportar impactos frontales ni situaciones de vuelco del vehículo. Aunque para el ensayo SAE 2 los desplazamientos no superan los límites impuestos por la reglamentación se puede provocar el colapso de la estructura en ciertos puntos comprometiendo la integridad física del piloto de igual manera que en el caso del ensayo SAE1. En las siguientes imágenes se puede observar cuales son los puntos más débiles de esta estructura y por tanto los que se deben reforzar mediante triangulación de la estructura tubular:

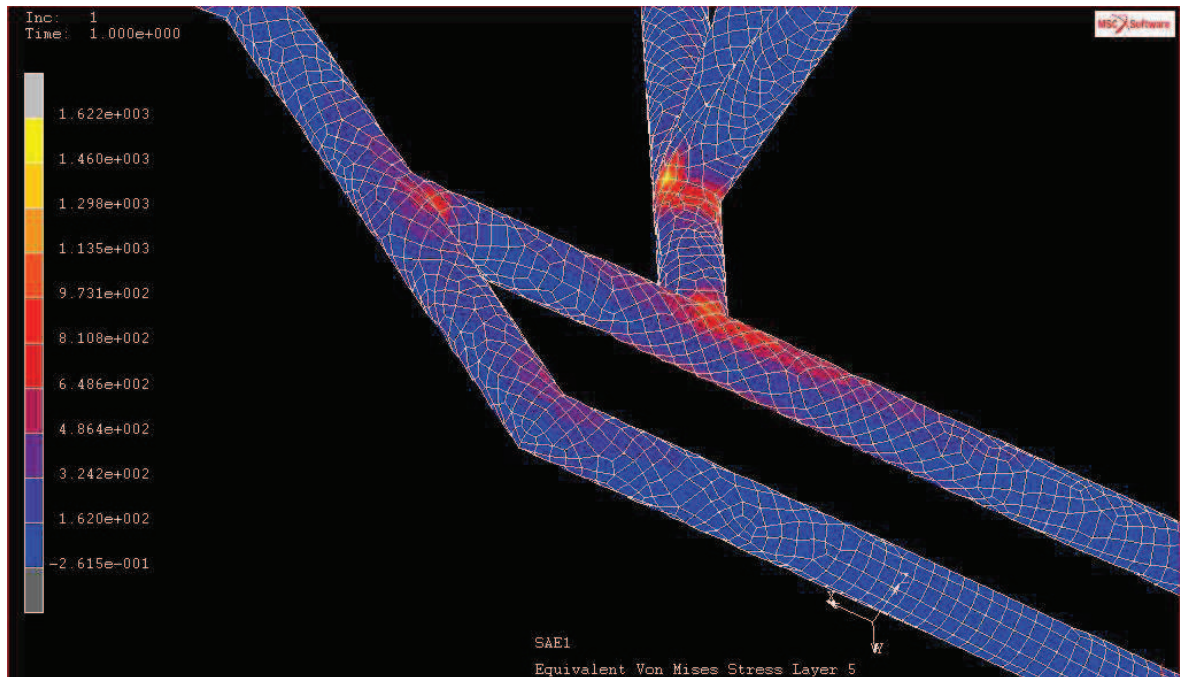


Imagen 1.21: Tensiones de Von Mises para el Chasis Completo 1, ensayo SAE1.

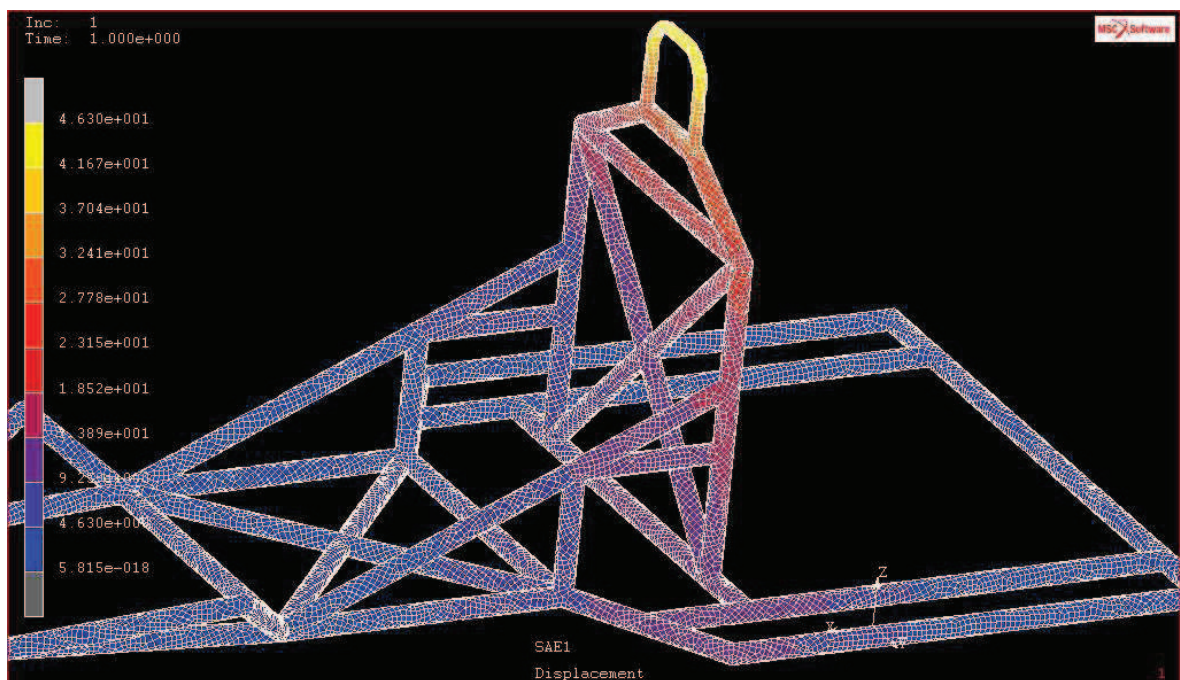


Imagen 1.22: Desplazamiento del Chasis Completo 1, ensayo SAE1.

En un caso de vuelco la estructura corre el riesgo de fallar justo por debajo del sistema antivuelco, por lo que su eficacia quedaría en entredicho ya que esta podría partirse en ese punto. Esto supone un riesgo de rotura mayor si tenemos en cuenta que estas tensiones también afectan a la parte de la estructura antivuelco compuesta de aluminio de menor resistencia que el acero. Además vemos que la estructura se deforma excesivamente en la zona donde irá situada la cabeza del piloto, lo que supone un gran riesgo para el mismo.

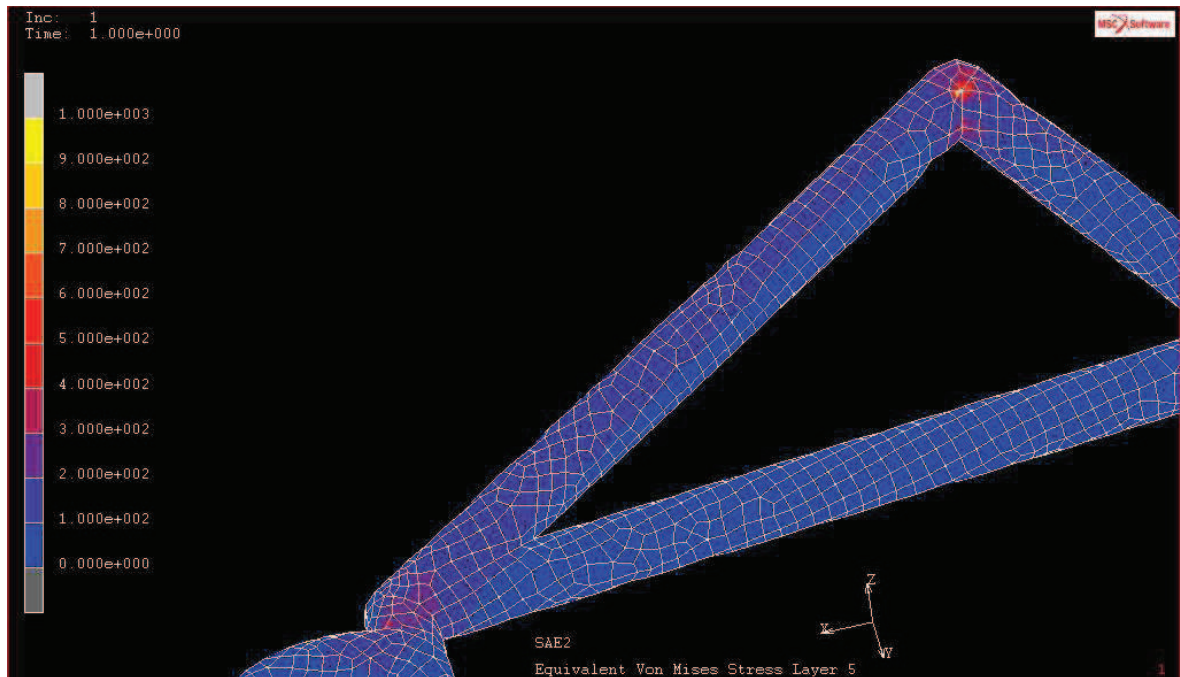


Imagen 1.23: Tensiones de Von Mises para el Chasis Completo 1, ensayo SAE2.

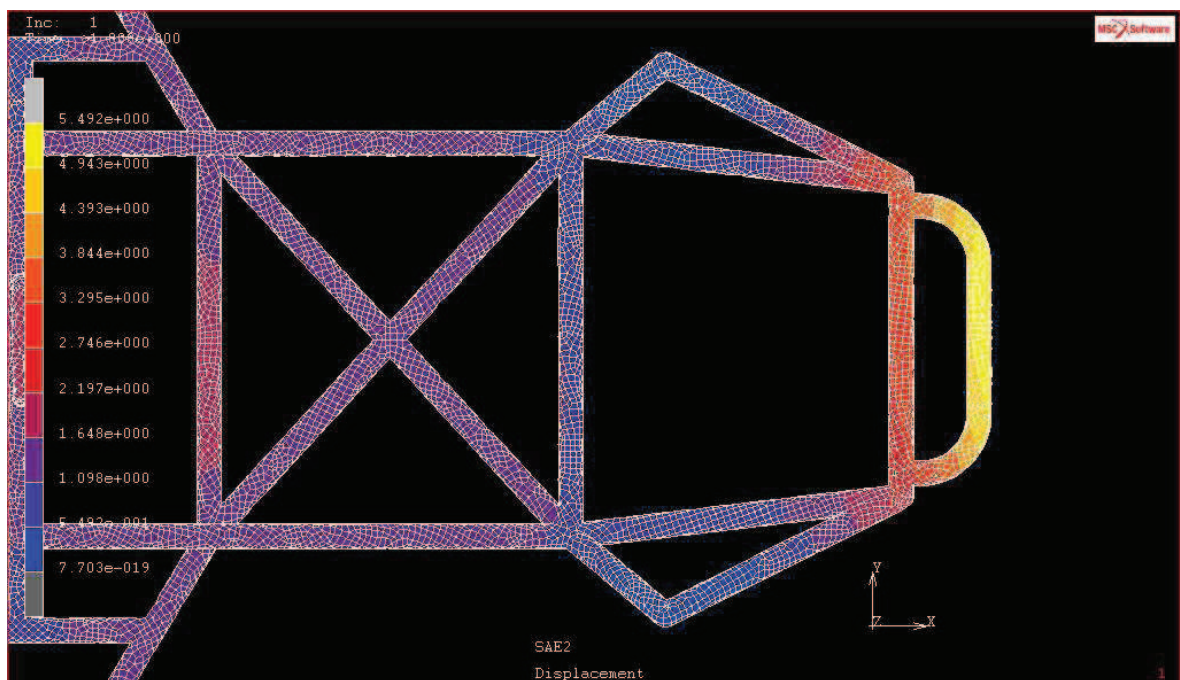


Imagen 1.24: Desplazamiento del Chasis Completo 1, ensayo SAE2.

En este caso vemos que la estructura fallará en la zona del eje delantero, donde irán situadas las piernas del piloto, con su consecuente riesgo para el mismo. Por otra parte la estructura se deforma primero por su parte delantera absorbiendo así gran parte del impacto y protegiendo así al conductor, por lo que el diseño está bien estructurado a falta de un refuerzo que impida su ruptura.

Chasis completo 2

En vista de los malos resultados en materia de impactos acaecidos en el Chasis Completo 1, se decide incrementar la resistencia de la estructura mediante la triangulación de la estructura antivuelco y añadiéndole tres barras en la parte trasera que impedirán en gran medida las deformaciones de la estructura antivuelco que hemos observado anteriormente en caso de vuelco del vehículo. Para llegar a este modelo se diseñaron primero los modelos de prueba 1 y 2 que fueron muy útiles en la toma de datos.

Finalmente la disposición de las barras del chasis para este modelo quedará de la siguiente manera:

Chasis Completo 2	Material	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)
Barras Frontales	Acero	32	3,2	13,89
Barras Traseras	Acero	32	2	11,84
Antivuelco	Aluminio	32	5	12,01

Tabla 1.39: Dimensiones y materiales de tubo del Chasis Completo 2.

Donde:

Frontal:

Trasera:

Antivuelco:

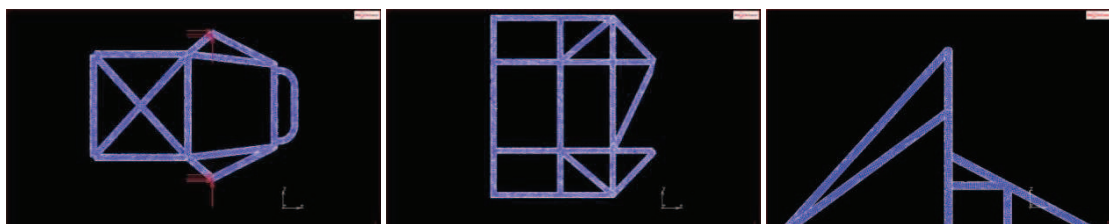


Imagen 1.25: Disposición barras Chasis Completo 2

En las siguientes tablas se mostrarán los resultados de los análisis para este modelo:

Chasis Completo 2	Von Mises (Mpa)			Deformación Max. (mm)			
	Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer	Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
Aceleración 2G	18,22	11,11	22,78	0,0642	0,0271	0,0446	0,078
Frenada 2G	8,102	6,211	12,53	0,0299	0,005	0,0328	0,034
2G Lateral	19,89	11,65	27,8	0,0335	0,109	0,0316	0,115
2P Lateral	43,21	36,32	58,29	0,2944	0,155	0,0691	0,155
SAE 1	329,9	299,1	308,9	2,275	3,666	2,926	4,273
SAE 2	693,2	404,2	666,7	0,8148	0,854	4,493	4,547

Chasis Completo 2	Total Stress (Mpa)					
	11 Top layer	22 Top Layer	11 Middle layer	22 Middle Layer	11 Bottom layer	22 Bottom Layer
Aceleración 2G	13,95	4,258	5,296	4,927	19,93	13,25
Frenada 2G	5,607	6,992	4,671	5,971	10,6	10,34
2G Lateral	13,72	10,85	5,621	7,06	24,11	19,55
2P Lateral	31,14	46,31	29,43	38,84	50,12	45,67
SAE 1	229,5	336,3	191,5	298,1	186,2	311,8
SAE 2	372,5	744,7	215,9	302,4	580,7	440,6

Tablas 1.40 y 1.41: Resultados de los ensayos para el Chasis Completo 2.

Como se ve en los resultados con esta nueva estructura se consiguen resultados positivos para las situaciones de vuelco del vehículo, es decir para el ensayo SAE2, pero no así para los impactos frontales. Se ha conseguido reducir severamente las tensiones soportadas en los puntos conflictivos, pero todavía puede producirse una deformación excesiva por superar el límite elástico del material.

Las deformaciones y los puntos de mayores tensiones para el ensayo SAE2, aunque menores, siguen siendo idénticos a los que hemos visto en el chasis completo 1, por lo que no se mostrarán imágenes.

Las deformaciones y tensiones en el ensayo SAE1 se han conseguido reducir hasta valores aceptables como se puede observar en las siguientes imágenes:

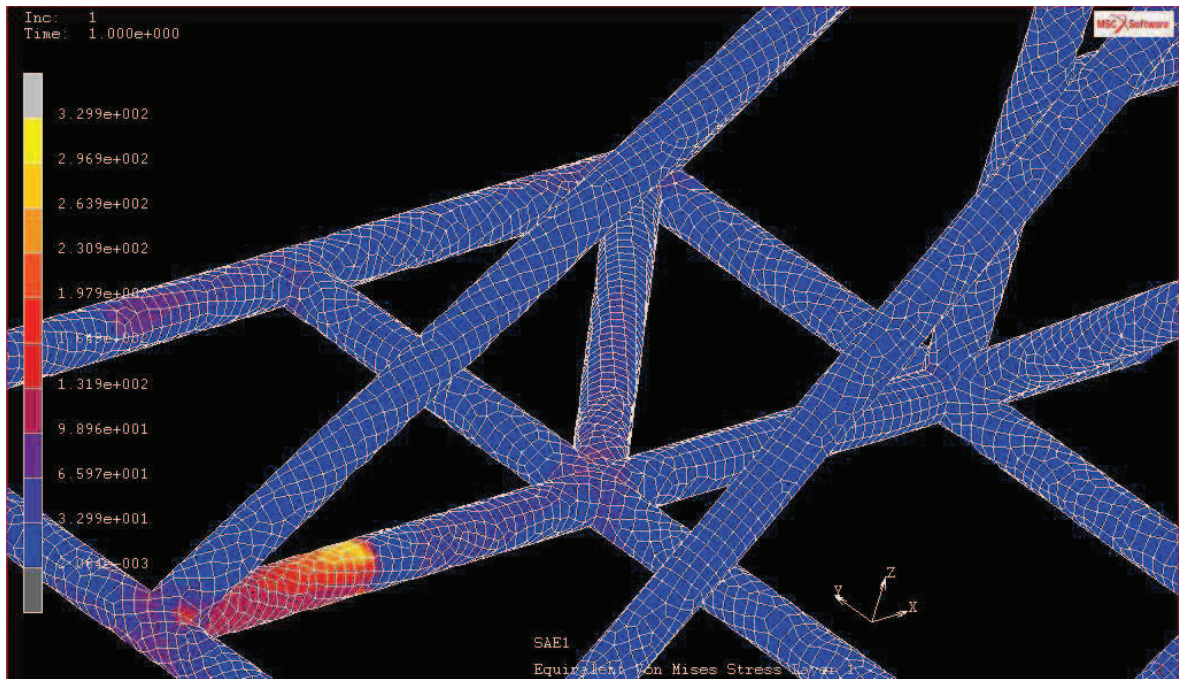


Imagen 1.26: Tensiones equivalentes de Von Mises para el Chasis Completo 2, ensayo SAE1

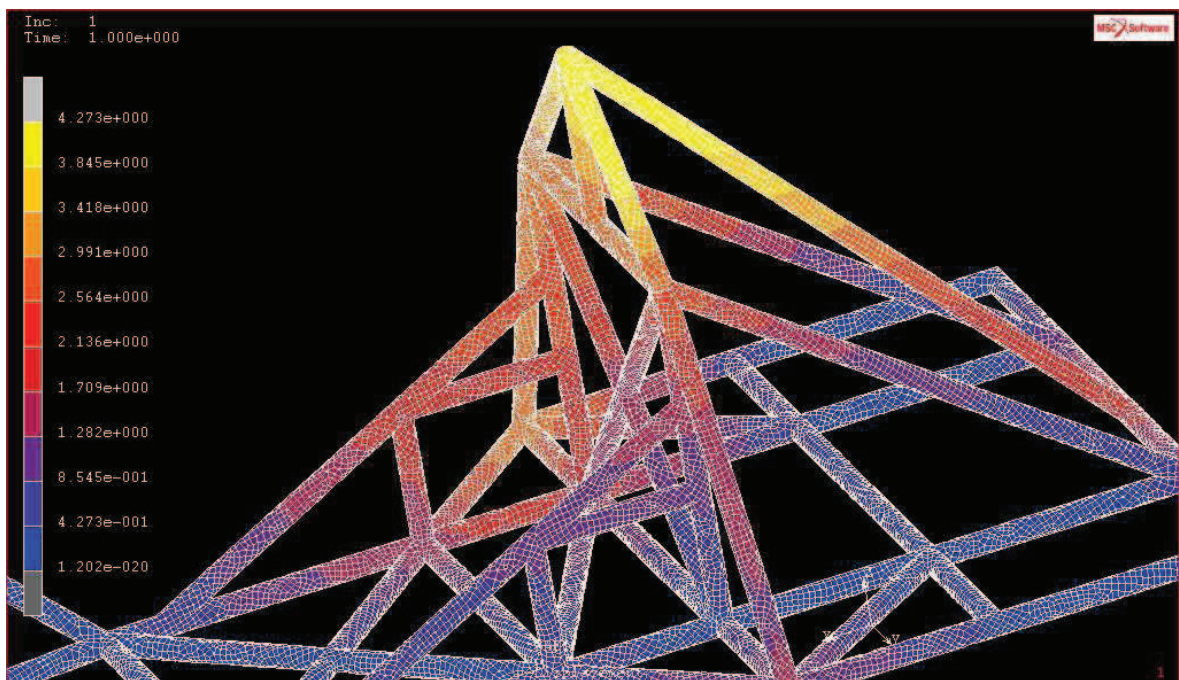


Imagen 1.27: Desplazamiento del Chasis Completo 2, ensayo SAE1.

Ahora las tensiones máximas siguen acumulándose en la parte baja de la estructura antivuelco de aluminio, pero esta vez obtienen valores admisibles y se concentran en la zona del eje trasero que también será de las más afectadas en este ensayo. Estas últimas pueden despreciarse, ya que no serán del todo ciertas. Estas tensiones aparecen por que para poder realizar el ensayo sin que el modelo desaparezca del sistema de coordenadas se han fijado en los puntos donde van situados los ejes, pero en un caso de impacto real con

vuelco esos puntos no estarán fijados a ningún sitio. Se puede observar además que en la estructura antivuelco conformada en aluminio no se supera el límite elástico del aluminio AISI 6061-T6 utilizado que es de 290MPa. Estos valores solo son superados en las barras de acero AISI 4031 de límite elástico 430MPa.

Las deformaciones también aparecen en la zona de la cabeza del piloto, pero se ha logrado pasar de una deformación de 46,3mm a una de tan solo 4,5 mm, muy por debajo del límite fijado por la formula SAE de 25 mm. El diseño se encuentra ahora a mitad de camino para poder darlo por válido.

Chasis completo 3

En vista de la necesidad de reforzar el chasis en su parte delantera se ha optado por añadirle en los laterales unas barras que teniendo su posición de salida en las barras antivuelco de aluminio desembocarán en la parte frontal del chasis de acero, en el eje delantero para ser más exactos. También se le ha añadido una barra en la parte frontal del chasis a fin de rigidizar más esta parte. De esta manera se consigue una triangulación de la estructura también en su parte delantera, por lo que se esperan obtener unos resultados satisfactorios.

La disposición de las barras en este modelo será la misma que en los casos anteriores:

Chasis Completo 3	Material	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)
Barras Frontales	Acero	32	3,2	8,93
Barras Traseras	Acero	32	2	15,67
Antivuelco	Aluminio	32	5	14,10

Tabla 1.42: Dimensiones y materiales de tubo del Chasis Completo 3.

Donde:

Frontal:

Trasera:

Antivuelco:

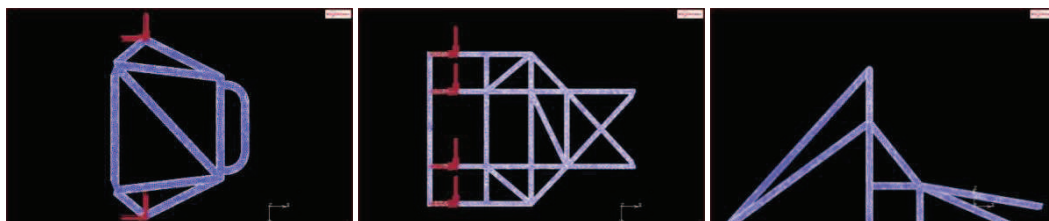


Imagen 1.28: Disposición barras Chasis Completo 3

En las siguientes tablas se mostrarán los resultados de los análisis para este modelo:

Chasis Completo 3	Von Mises (Mpa)			Deformación Max. (mm)			
	Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer	Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
Aceleración 2G	8,897	9,553	16,5	0,0511	0,0061	0,0405	0,065
Frenada 2G	7,4	6,319	6,388	0,0306	0,0061	0,029	0,032
2G Lateral	11,58	9,587	16,29	0,0145	0,0933	0,0692	0,097
2P Lateral	183,9	147	267,6	0,0341	0,1897	0,0945	0,19
SAE 1	401,3	331	411,1	1,95	2,543	2,009	3,293
SAE 2	554,3	399,7	587,5	0,6942	0,511	4,337	4,36

Chasis Completo 3	Total Stress (Mpa)					
	11 Top layer	22 Top Layer	11 Middle layer	22 Middle Layer	11 Bottom layer	22 Bottom Layer
Aceleración 2G	6,114	6,547	4,125	3,27	8,954	7,42
Frenada 2G	5,234	7,285	4,107	5,848	3,466	5,039
2G Lateral	10,06	10,04	6,399	6,177	10,76	9,059
2P Lateral	148,9	129,9	118,7	109,5	118,1	159
SAE 1	303,3	386,4	233,6	267,8	247,2	224
SAE 2	488	525,8	220,1	242,5	537,9	487,4

Tablas 1.43 y 1.44: Resultados de los ensayos para el Chasis Completo 3.

En este caso se puede observar que siguen sin lograrse valores que no superen el límite elástico del acero para el ensayo SAE2, pero los valores se han visto reducido por lo que el refuerzo ha surtido un efecto positivo sobre la resistencia de la estructura.

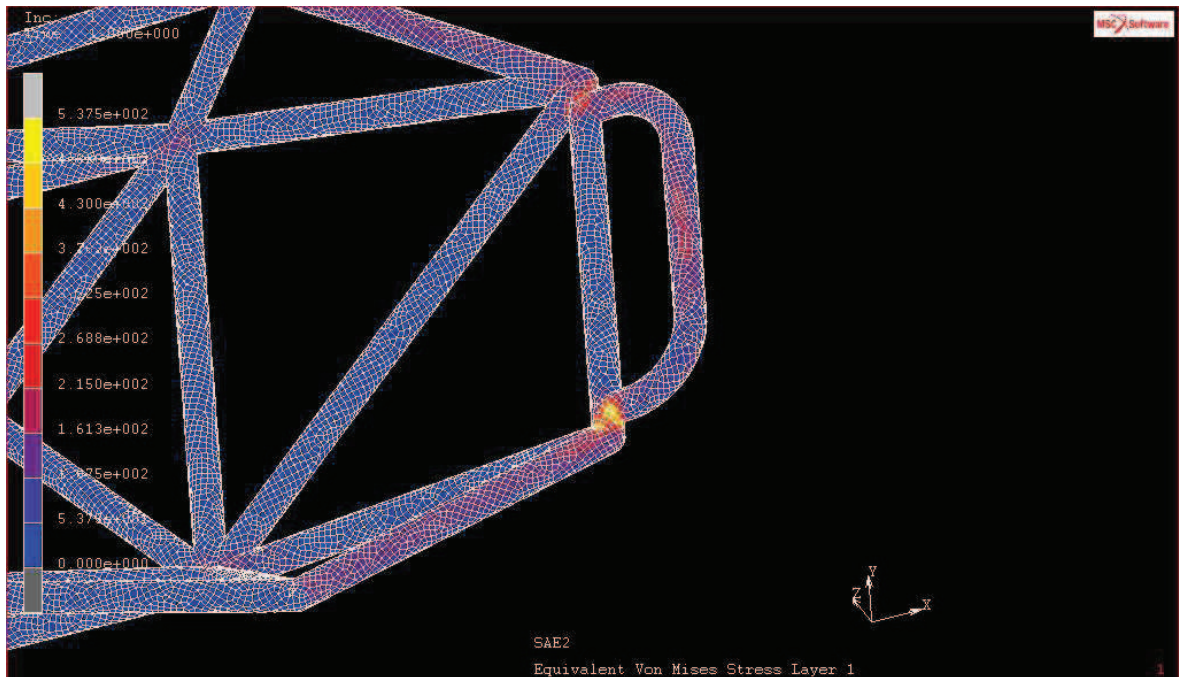


Imagen 1.29: Tensiones equivalentes de Von Mises para el Chasis Completo 3, ensayo SAE2

Además vemos en las imágenes como la estructura de acero falla en la zona próxima al impacto, a diferencia de los anteriores modelos, donde las tensiones máximas se concentraban en el eje delantero. Esto es un gran avance ya que la zona del eje delantero es más susceptible de fracturarse debido a que ahora está constituida también con la barra de aluminio de menor límite elástico que se le acaba de añadir, resultando por tanto inservible la nueva modificación.

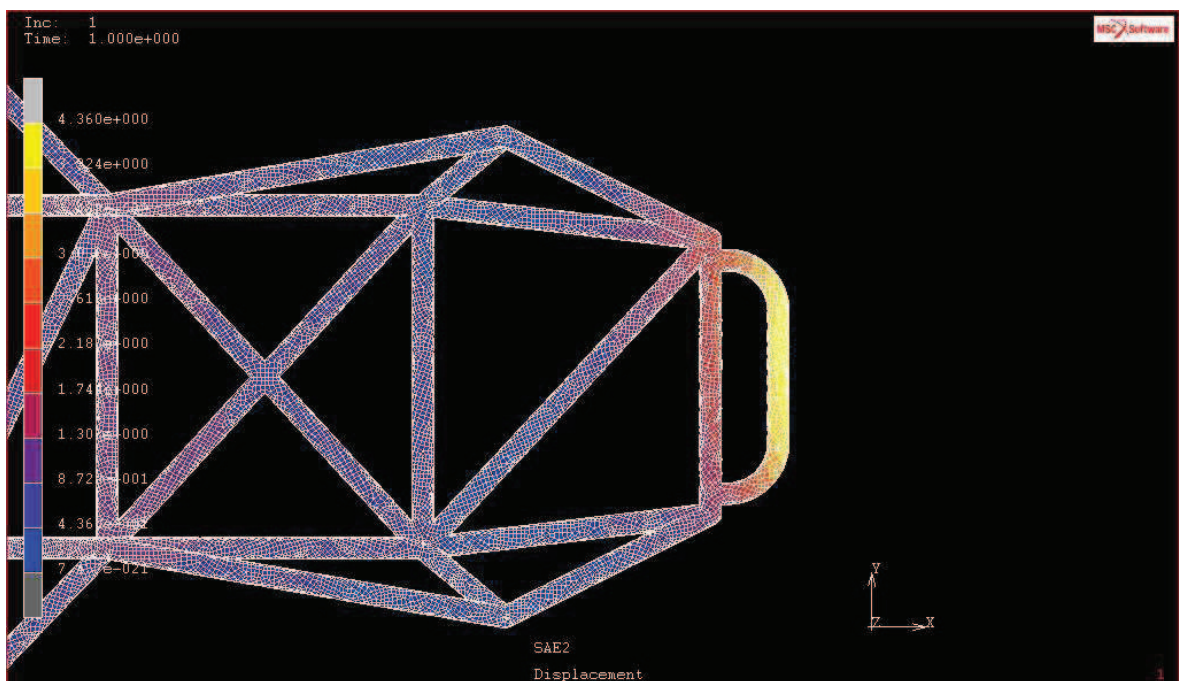


Imagen 1.30: Desplazamiento del Chasis Completo 3, ensayo SAE2.

En la anterior imagen se puede observar que con la nueva disposición de la estructura el chasis sigue deformándose de forma positiva primero por su parte delantera.

Chasis completo 4

Para lograr valores de tensiones aceptables para el ensayo SAE2, sin añadir más barras y por tanto un exceso de peso, se opta por variar los diámetros y espesores de las barras, lo que aumentará el peso de una menos acusada. Tras varias pruebas con diferentes espesores y diámetros de tubos se consigue un modelo de chasis válido, con una estructura idéntica la que hemos visto en el modelo anterior.

A continuación se muestra la disposición de barras optima lograda tras dichos ensayos:

Chasis Completo 4	Material	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)
Barras Frontales	Acero	40	4,5	12,56
Barras Traseras	Acero	32	2	15,67
Antivuelco	Aluminio	40	3	8,46

Tabla 1.45: Dimensiones y materiales de tubo del Chasis Completo 4.

Donde:

Frontal:

Trasera:

Antivuelco:

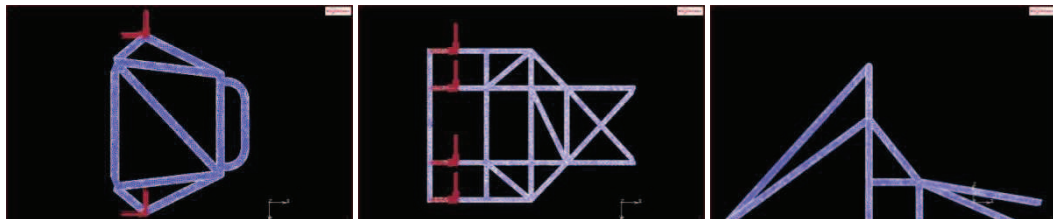


Imagen 1.32: Disposición barras Chasis Completo 4

En las siguientes tablas se mostrarán los resultados de los análisis para este modelo:

Chasis Completo 4	Von Mises (Mpa)			Deformación Max. (mm)			
	Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer	Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
Aceleración 2G	10,57	7,546	13,46	0,0358	0,004	0,0319	0,045
Frenada 2G	5,232	4,455	4,504	0,0229	0,0048	0,0219	0,024
2G Lateral	20,51	12,31	9,722	0,0104	0,0614	0,0497	0,064
2P Lateral	55,86	43,2	54,6	0,0239	0,1822	0,0609	0,182
SAE 1	400,2	289,3	414,4	2,314	2,751	2,185	3,696
SAE 2	422,4	312,2	439,1	0,024	0,317	2,394	2,408

Chasis Completo 4	Total Stress (Mpa)					
	11 Top layer	22 Top Layer	11 Middle layer	22 Middle Layer	11 Bottom layer	22 Bottom Layer
Aceleración 2G	9,291	9,496	4,152	3,433	7,053	7,906
Frenada 2G	3,684	5,132	2,885	4,121	3,574	3,554
2G Lateral	18,08	10,07	8,572	4,288	7,72	7,22
2P Lateral	46,75	54,92	36,81	46,32	60,94	43,81
SAE 1	389,4	380,4	228,2	263,4	400,3	416,4
SAE 2	270,2	259,7	131,2	136,7	253,8	227,9

Tablas 1.46 y 1.47: Resultados de los ensayos para el Chasis Completo 4.

Como se puede observar todas las tensiones generadas en cada uno de los ensayos están por debajo del límite elástico del acero AISI 4031, que tiene un valor de 430 MPa. Ahora se mostrará cómo las tensiones que superan el límite elástico del Aluminio AISI 6061-T6, el utilizado para la estructura antivuelco, se concentran en puntos ajenos a esta estructura:

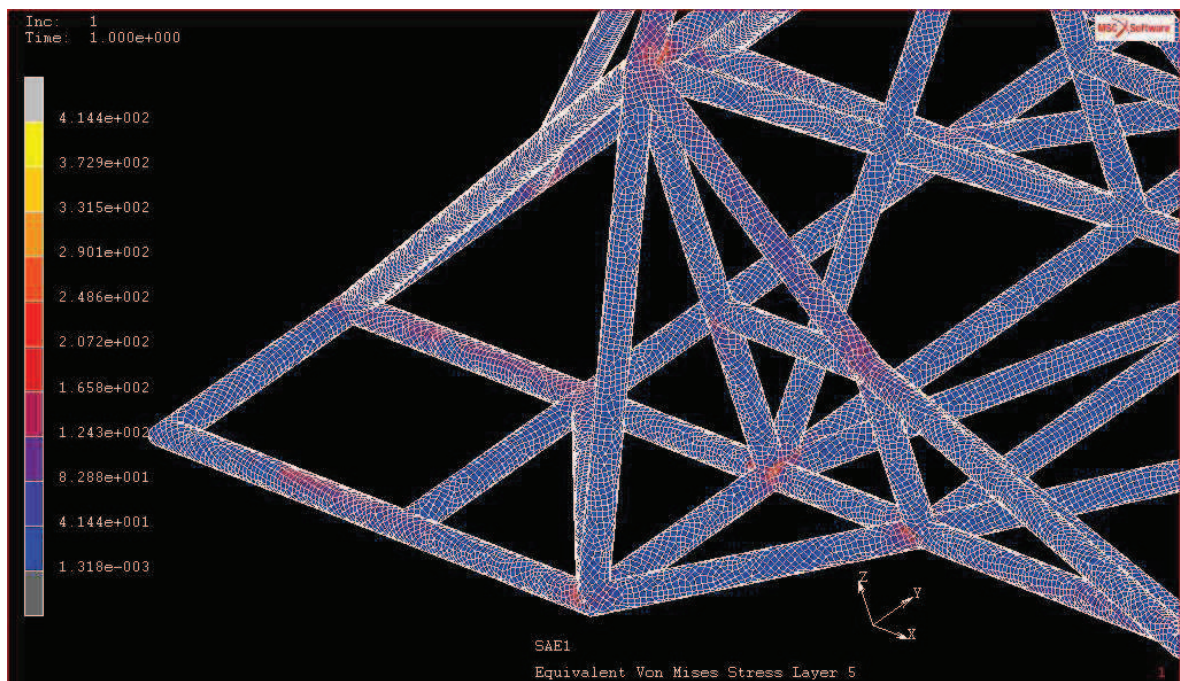


Imagen 1.32: Tensiones equivalentes de Von Mises para el Chasis Completo 4, ensayo SAE1.

Aunque a primera vista pueda parecer que aparecen tensiones mayores para este modelo que para el anterior, que tiene la misma estructura pero con diámetros de tubo y espesores menores, en el ensayo SAE2, este fenómeno se puede explicar debido a los cambios de diámetro que se han introducido. Al utilizar diferentes diámetros a partir del mismo modelo mallado, a diferencia de la realidad en la que se sueldan unos tubos encima de otros, el programa los calcula con los diferentes tamaños, quedando las zonas donde los diferentes tipos de tubos se unen algo irregulares con aristas que sobresalen. Por eso

cuando queremos ver los puntos que supuestamente pasan de los 290 MPa, no aparecen dibujados en los diagramas, porque son puntos sueltos que se encuentran en los bordes interiores de las zonas donde se unen los diferentes tipos de tubos. Este fenómeno se puede observar en las siguientes imágenes:

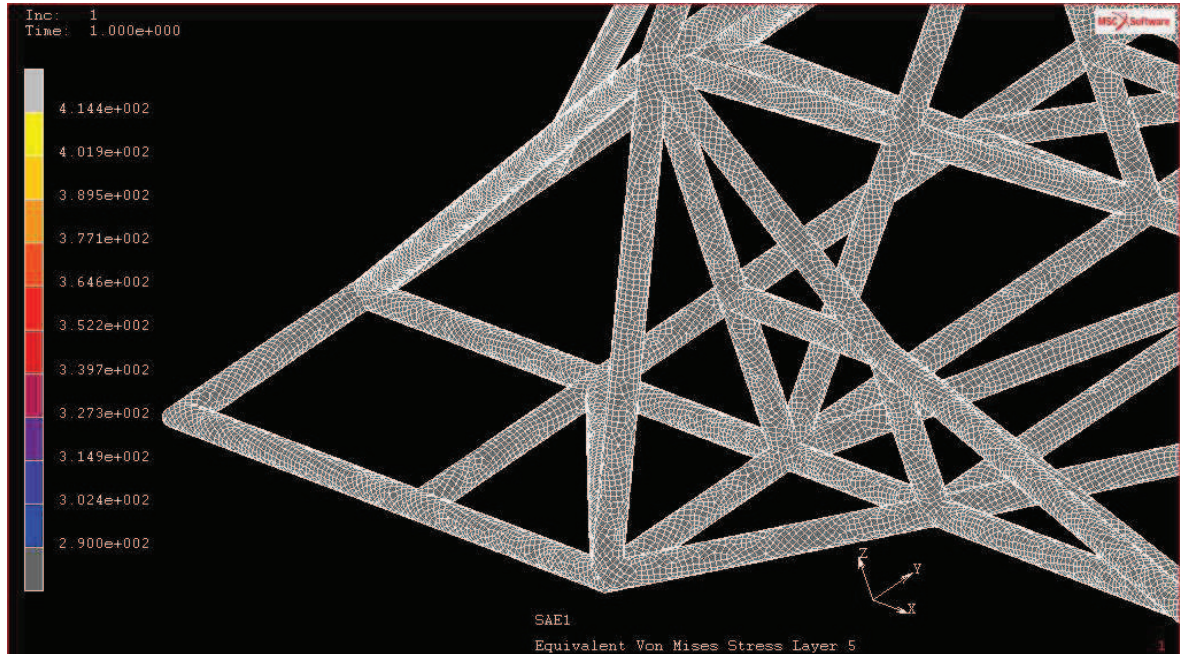


Imagen 1.33: Tensiones equivalentes de Von Mises para el Chasis Completo 4, ensayo SAE1

Como se puede observar si se dispone la misma imagen del diagrama de tensiones para los valores que superan los 290MPa no se ve ningún punto que lo supere en todo el chasis, en cambio si mostramos los valores numéricos para hallar aquellos puntos que son superiores vemos que estos aparecen como se ha mencionado en las uniones entre diferentes tubos, ya que el programa Marc Mentat no contempla esta opción si se realizan los análisis mediante el tipo de mallado que se ha utilizado a lo largo de todo el proceso de cálculo del chasis:

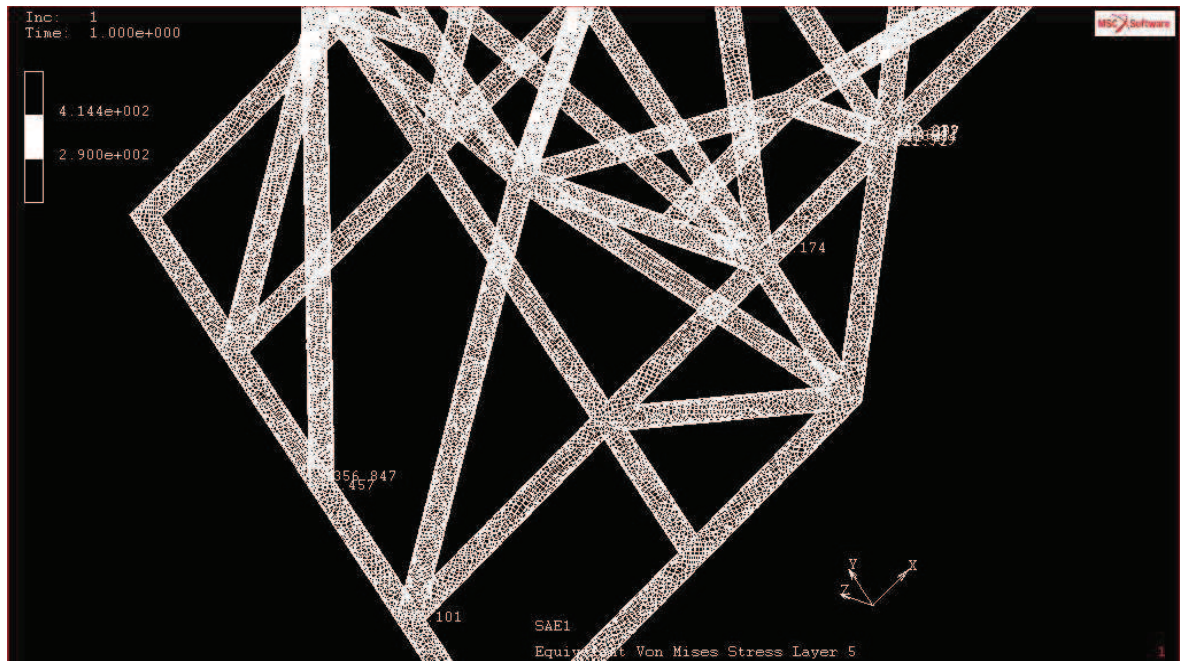


Imagen 1.34: Tensiones equivalentes de Von Mises para el Chasis Completo 4, ensayo SAE1

Si se observa más de cerca se puede ver como estos puntos pertenecen al interior de los tubos en sus aristas “flotantes”, las cuales en un proceso de fabricación real no existirán, ya que se trata de un tubo cerrado al que se le suelda otro encima.

Por otra parte para el ensayo SAE2 en la siguiente imagen se puede comprobar que las tensiones superiores al 290MPa se encuentran en la parte frontal del chasis. Lejos de la estructura de aluminio.

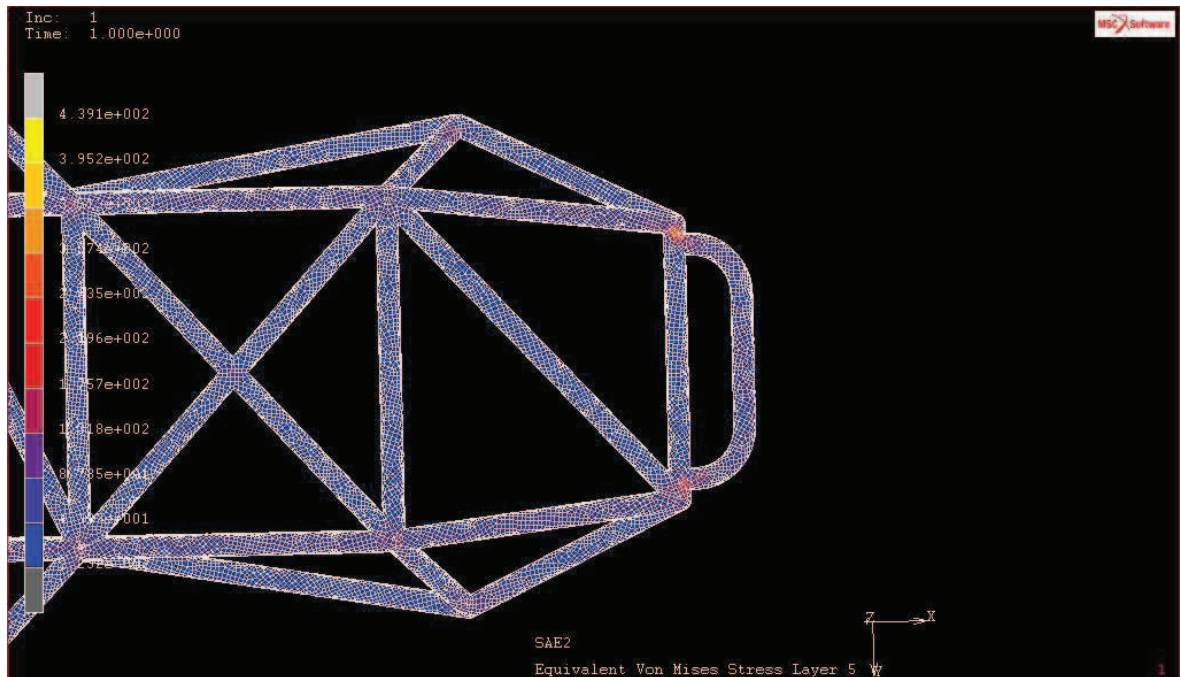


Imagen 1.35: Tensiones equivalentes de Von Mises para el Chasis Completo 4, ensayo SAE2.

Queda así demostrada la validez de este chasis ante cualquier impacto ante la reglamentación de la Formula SAE, la cual se ha utilizado para validar la resistencia de la estructura del mismo.

Chasis completo 5

Por último ante la necesidad del acoplamiento de los elementos del vehículo tales como el motor y la caja de cambios, se vio la necesidad de quitar las barras traseras laterales a fin de un montaje optimo y mayor facilidad a la hora de cambio de componentes de los mismos. Debido a que al incorporar menos tubos se vería afectada la resistencia final de la estructura y también debido a la mayor facilidad para el calderero a la hora de soldar los tubos, se decide por igualar los diámetros de todos los tipos de tubos utilizados. Así, los tubos traseros de espesor 2 mm pasaran al igual que los demás a tener un diámetro de 40 mm.

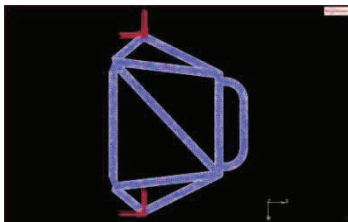
De esta manera se puede observar que el fenómeno explicado antes desaparece en este caso, al ser todos los tubos de igual diámetro. Entonces, así queda la disposición de los tubos para este modelo:

Chasis Completo 5	Material	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)
Barras Frontales	Acero	40	4,5	12,56
Barras Traseras	Acero	40	2	15,71
Antivuelco	Aluminio	40	3	7,17

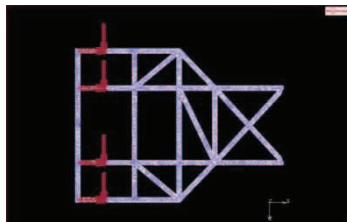
Tabla 1.48: Dimensiones y materiales de tubo del Chasis Completo 5.

Donde:

Frontal:



Trasera:



Antivuelco:

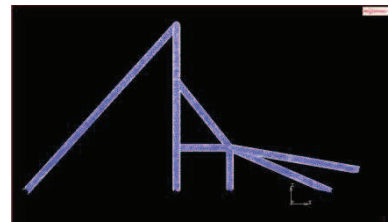


Imagen 1.36: Disposición barras Chasis Completo 5

En las siguientes tablas se mostrarán los resultados de los análisis para este modelo:

Chasis Completo 5	Von Mises (Mpa)			Deformación Max. (mm)			
	Top Layer	Middle Layer	Bottom Layer	Eje X	Eje Y	Eje Z	Global
Aceleración 2G	13,3	6,318	13,34	0,0373	0,0036	0,04	0,0539
Frenada 2G	3,437	2,096	3,211	0,0406	0,0093	0,0522	0,0598
2G Lateral	14,97	7,152	15,13	0,0425	0,1944	0,1606	0,1992
2P Lateral	133,8	84,05	118,5	0,0607	0,4867	0,1339	0,4873
SAE 1	286	153	265,8	1,168	2,206	2,287	2,774
SAE 2	309,3	204,6	326	0,3158	0,2055	2,025	2,033

Chasis Completo 5	Total Stress (Mpa)					
	11 Top layer	22 Top Layer	11 Middle layer	22 Middle Layer	11 Bottom layer	22 Bottom Layer
Aceleración 2G	2,3	10,6	3,188	2,159	6,673	6,285
Frenada 2G	2,446	3,563	1,736	1,918	3,056	2,474
2G Lateral	9,624	11,58	3,415	2,948	5,871	8,228
2P Lateral	55,56	56,15	42,37	40,42	79,38	38,76
SAE 1	256,5	286,5	161,1	123,9	235,7	261,2
SAE 2	239,9	297,6	107,2	148,8	261,8	207,1

Tablas 1.49 y 1.50: Resultados de los ensayos para el Chasis Completo 5.

Como puede observarse en el ensayo del caso de vuelco del vehículo, el SAE1, ya no aparecen tensiones superiores a 290MPa, por lo que la totalidad de la estructura resistirá dicho impacto sin deformaciones permanentes, y sin riesgo a la fractura. Aquí se muestra una imagen de los puntos más desfavorables para dicho ensayo.

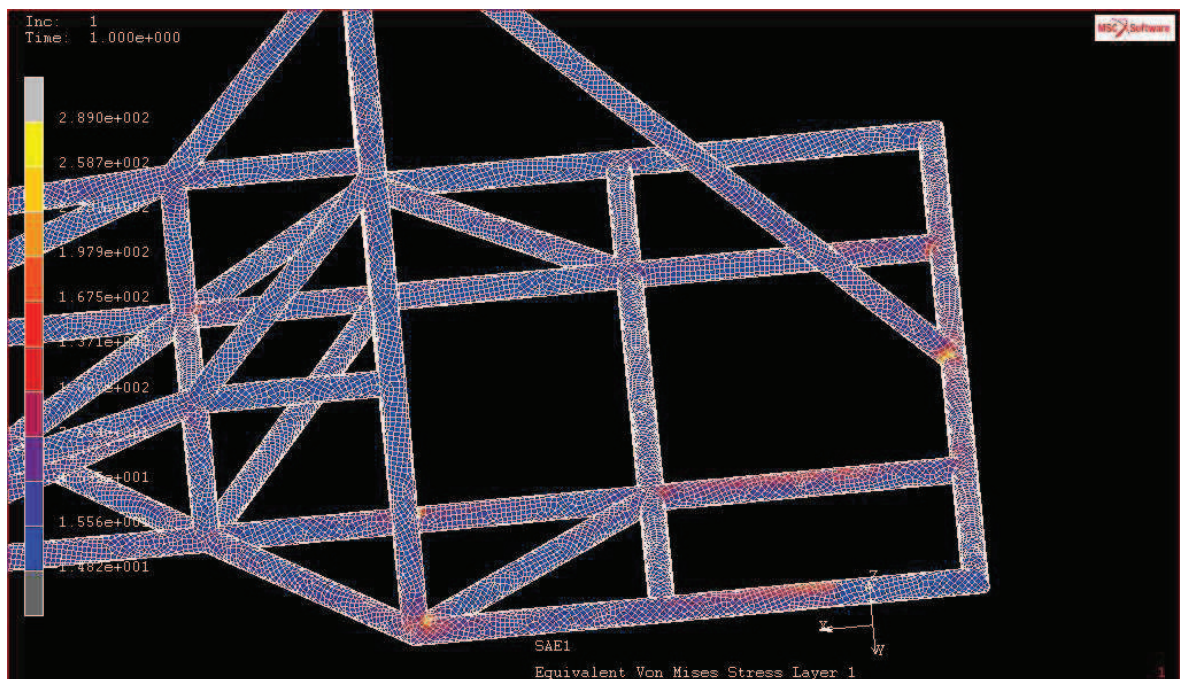


Imagen 1.37: Tensiones equivalentes de Von Mises para el Chasis Completo 5, ensayo SAE1.

Así mismo en la siguiente imagen se muestra como las tensiones que superan los 290MPa en el ensayo SAE2 siguen estando en la parte frontal, lejos de los tubos de aluminio, y con valores por debajo de los 430MPa del límite elástico del acero que se utilizara para el chasis.

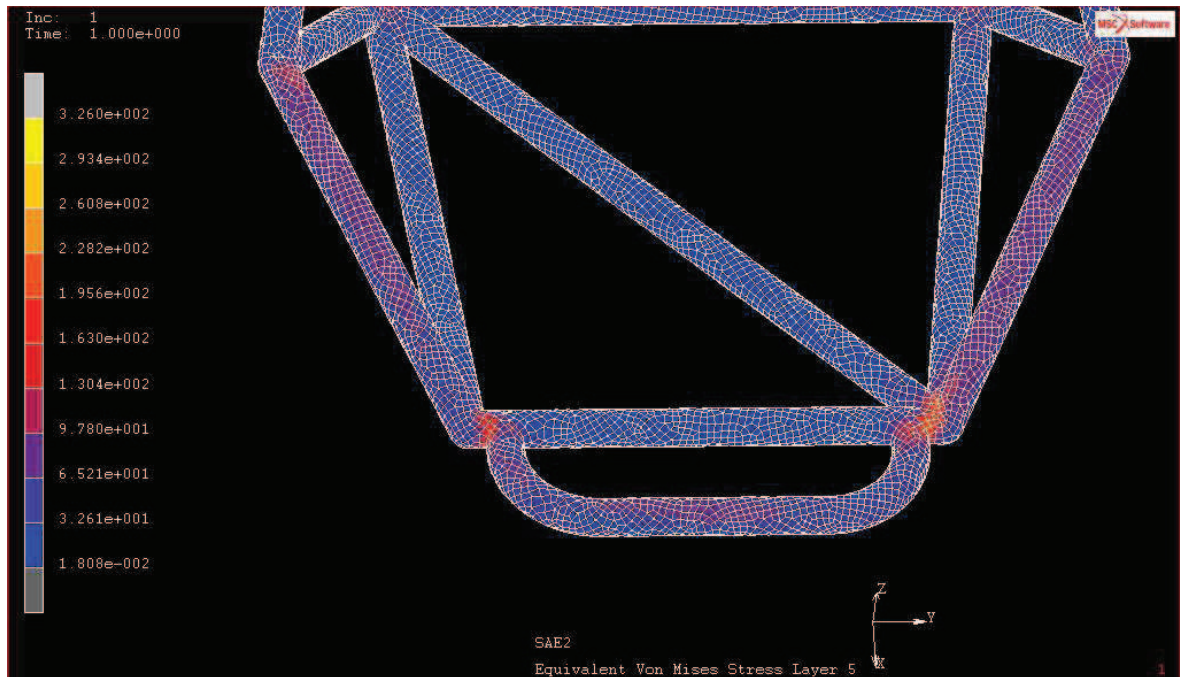


Imagen 1.38: Tensiones equivalentes de Von Mises para el Chasis Completo 5, ensayo SAE2.

También se muestra a continuación como en caso de impacto se deformará primero esa zona, resultando intacto el resto de la estructura.

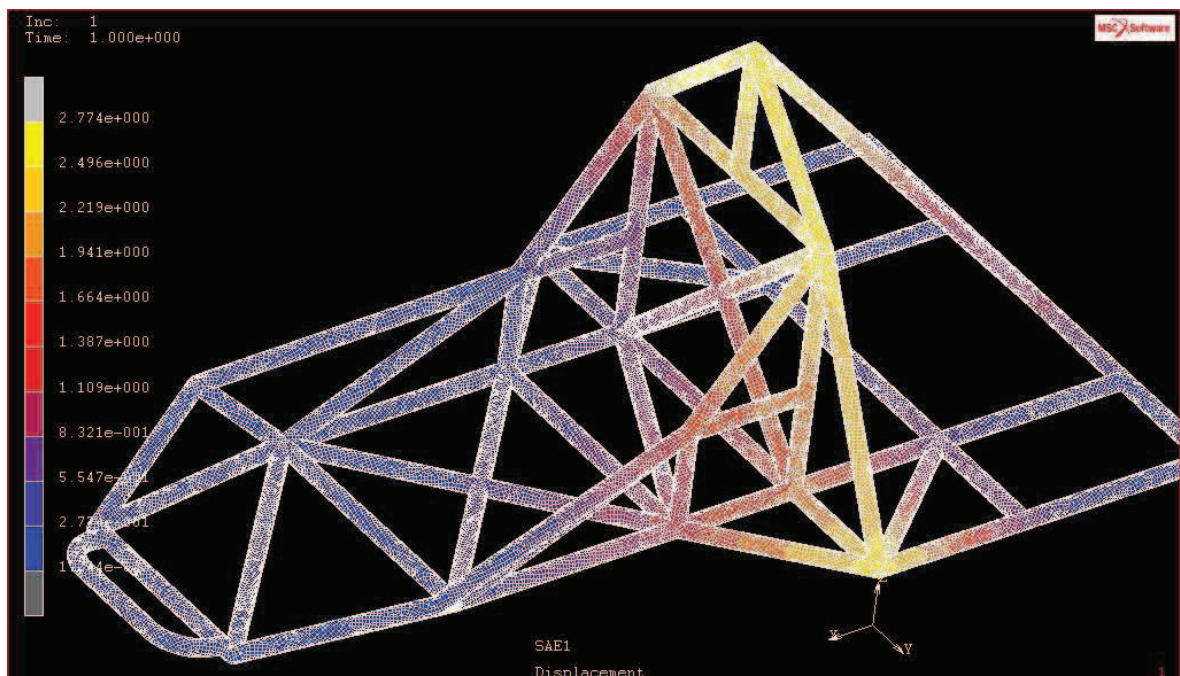


Imagen 1.39: Desplazamiento del Chasis Completo 5, ensayo SAE2.

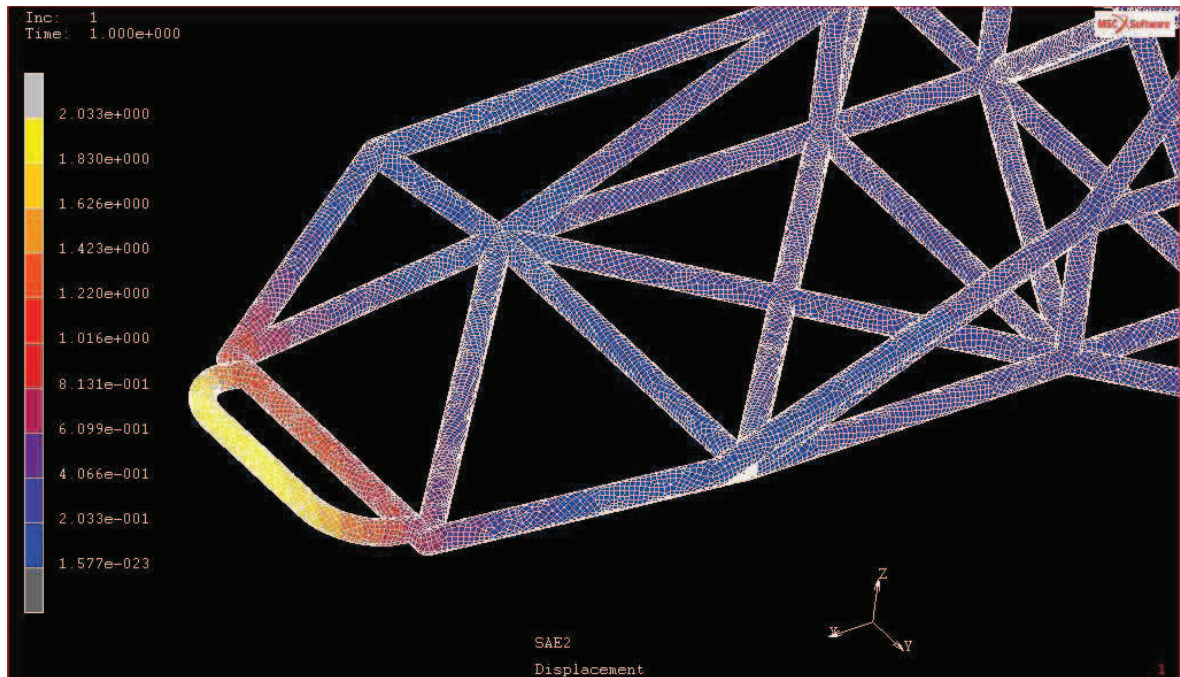


Imagen 1.40: Desplazamiento del Chasis Completo 5, ensayo SAE2.

Por todo lo demostrado, se selecciona el **Chasis Completo 5** para hacer un último ensayo que permitirá comprobar su validez en funcionamiento normal del vehículo.

1.1.4.- Análisis de vibraciones del chasis tubular

Una vez se ha seleccionado la estructura tubular que conformará el chasis, solo queda realizar un análisis de las vibraciones del mismo, para comprobar que la estructura no entrara en resonancia de tal modo que ocasione la ruptura de la misma.

Para ello se utilizara nuevamente el programa de elementos finitos Marc Mentat, pero esta vez en lugar de hacer análisis estáticos como los anteriores, se realizara un ensayo modal dinámico para determinar las 10 primeras frecuencias a las que se producirá la rotura de la estructura por resonancia de la misma. Para ello se restringirá previamente el movimiento en los 6 grados de libertad en los puntos de anclaje y se definirá un loadcase dinámico modal en lugar de estático como se ha hecho para los anteriores ensayos.

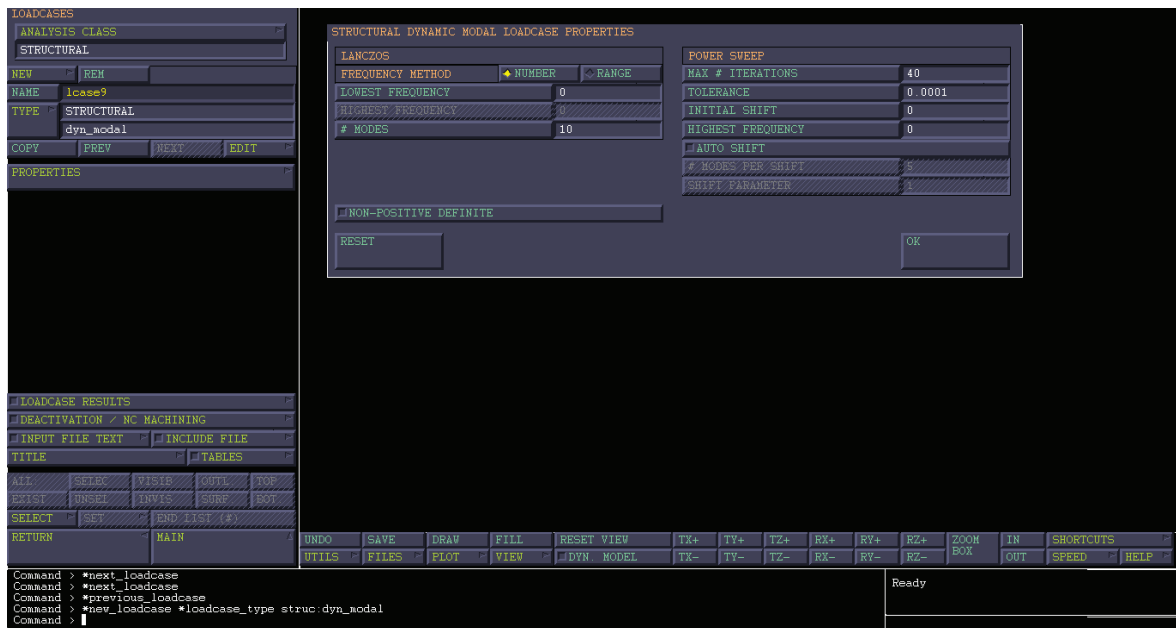


Imagen 1.41: Introducción de un loadcase dinámico modal en Marc Mentat

Como se puede observar se han seleccionado las 10 primeras frecuencias para que el programa pare de calcular al llegar a dicha frecuencia,

A continuación se muestran los resultados del análisis de vibraciones:

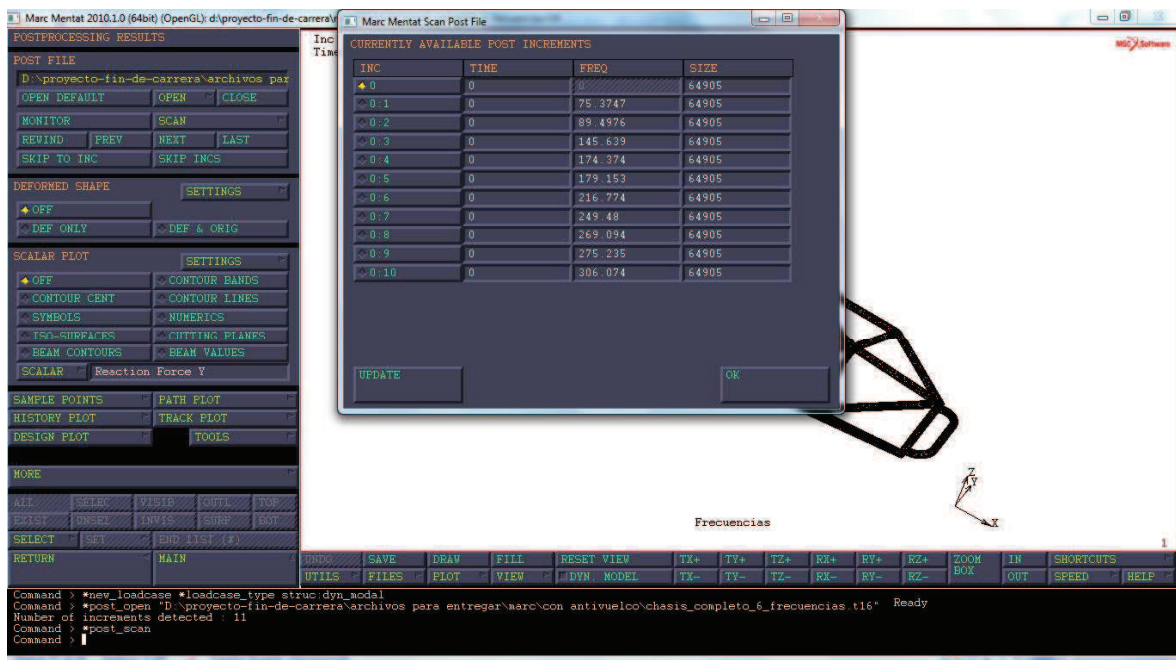


Imagen 1.42: Resultados del análisis de vibraciones para el chasis tubular seleccionado.

Estas son las 10 primeras frecuencias en las que la estructura entrará en resonancia, provocando serias deformaciones, que podrían causar el colapso de la estructura. Ahora se mostrarán esas frecuencias transformadas a revoluciones por minuto:

ANÁLISIS DE FRECUENCIAS CHASIS TUBULAR		
FRECUENCIA NATURAL Nº	FRECUENCIA (Hz)	FRECUENCIA (r.p.m.)
1	75,37	4522,2
2	89,49	5369,4
3	145,64	8738,4
4	174,37	10462,2
5	179,15	10749
6	216,77	13006,2
7	249,48	14968,8
8	269,09	16145,4
9	275,23	16513,8
10	306,07	18364,2

Tabla 1.51: Frecuencias naturales de la estructura del chasis tubular.

Según los estudios de frecuencias que se han ido llevando a cabo en las últimas décadas según indica en el libro Ingeniería del Automóvil de Pablo Luque, las frecuencias que afectan a los vehículos son las siguientes:

- 1-3 Hz Corresponden a las frecuencias naturales de la carrocería
- 5-40 Hz Frecuencias de oscilación de las masas no suspendidas (generalmente entre 10 y 20 Hz).
- 40-250 Hz Oscilaciones producidas en las masas no suspendidas, debidas a las vibraciones naturales en los neumáticos.

Como se puede observar el chasis no entrara en resonancia hasta su primera frecuencia natural a 75,37 Hz, muy por encima de las frecuencias producidas por el motor, transmisión etc, que oscilan entre 1 y 3 Hz y las producidas por el firme de la calzada al circular el vehículo, las cuales oscilan entre 10 y 20 Hz aproximadamente. Se Puede decir entonces que el chasis no corre riesgo alguno de entrar en resonancia, y por lo tanto que es una estructura válida para el vehículo.

En caso de que el vehículo entrara en resonancia, el chasis podría llegar a deformarse de las siguientes maneras:

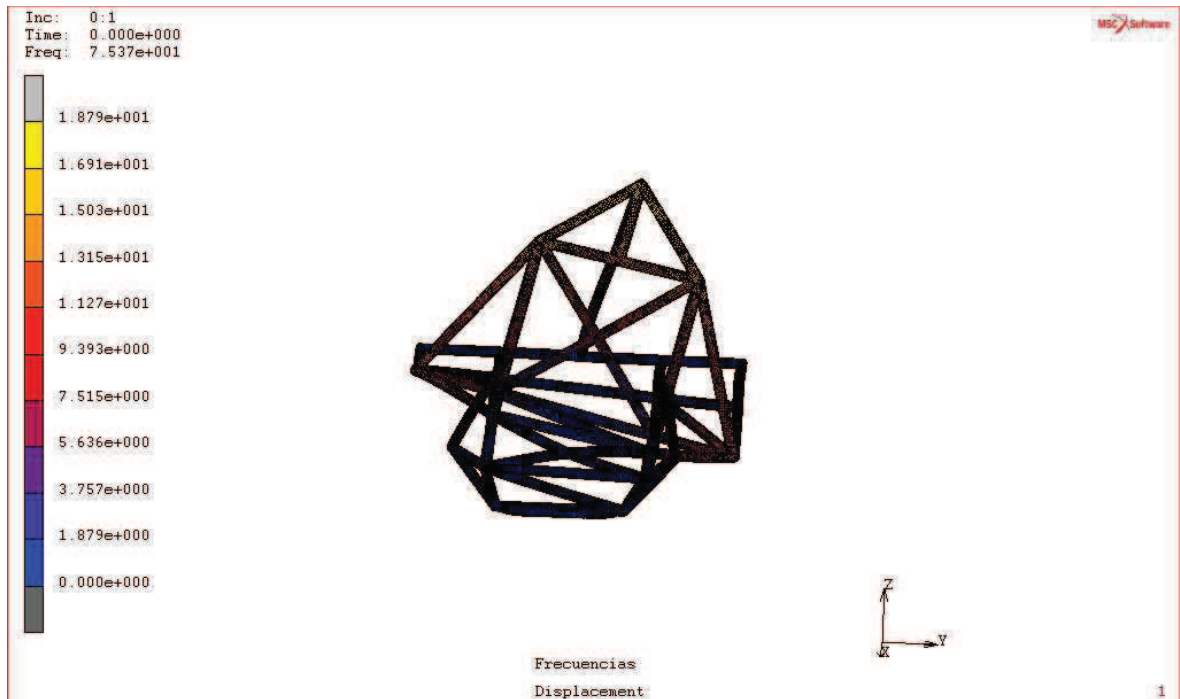


Imagen 1.43: Deformación en la 1ª frecuencia natural de la estructura a 75,37 Hz

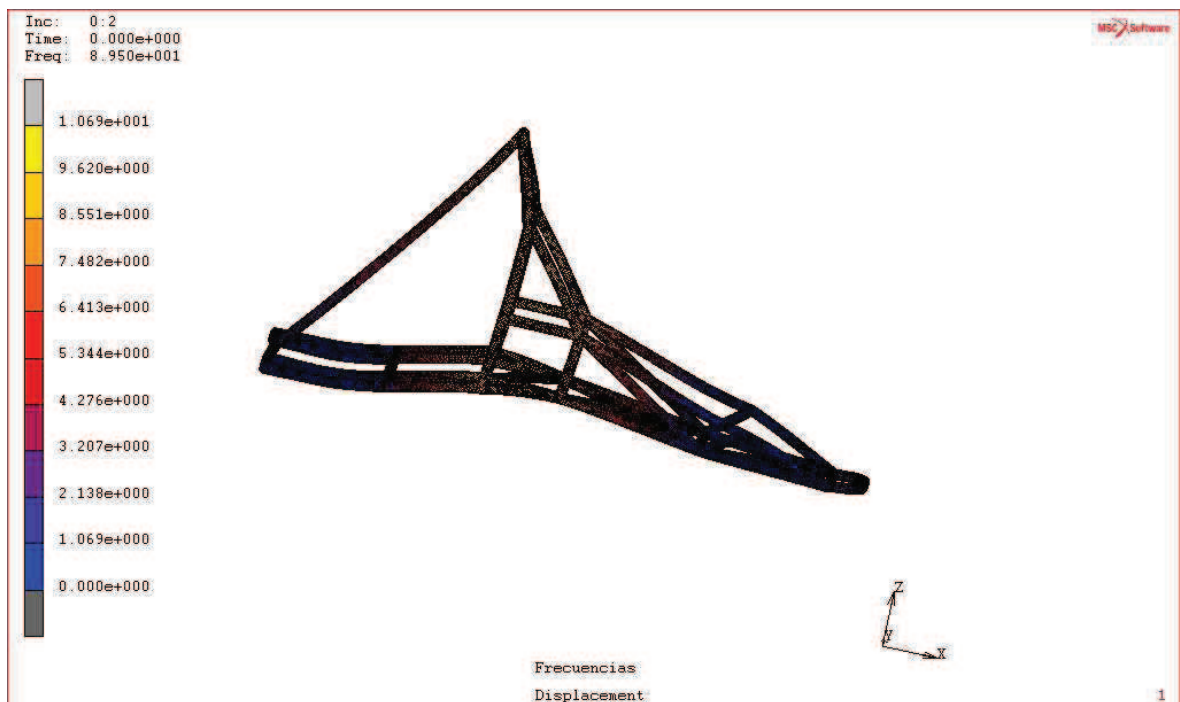


Imagen 1.44: Deformación en la 2ª frecuencia natural de la estructura a 89,49 Hz

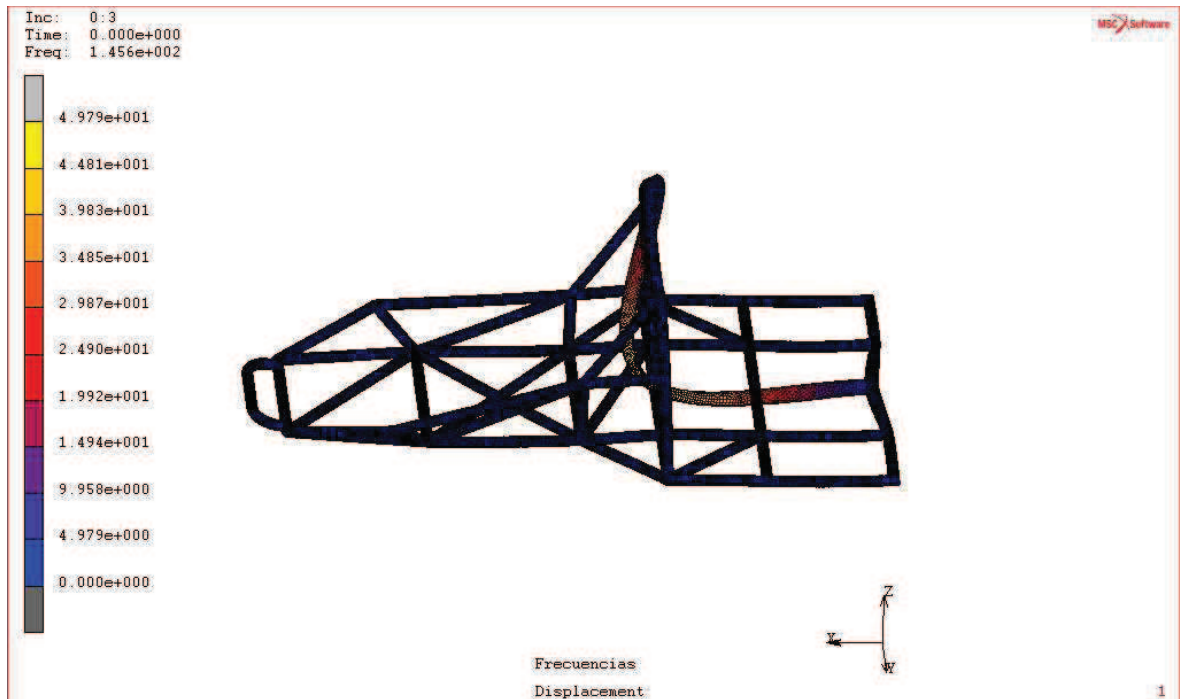


Imagen 1.45: Deformación en la 3ª frecuencia natural de la estructura a 145,64 Hz

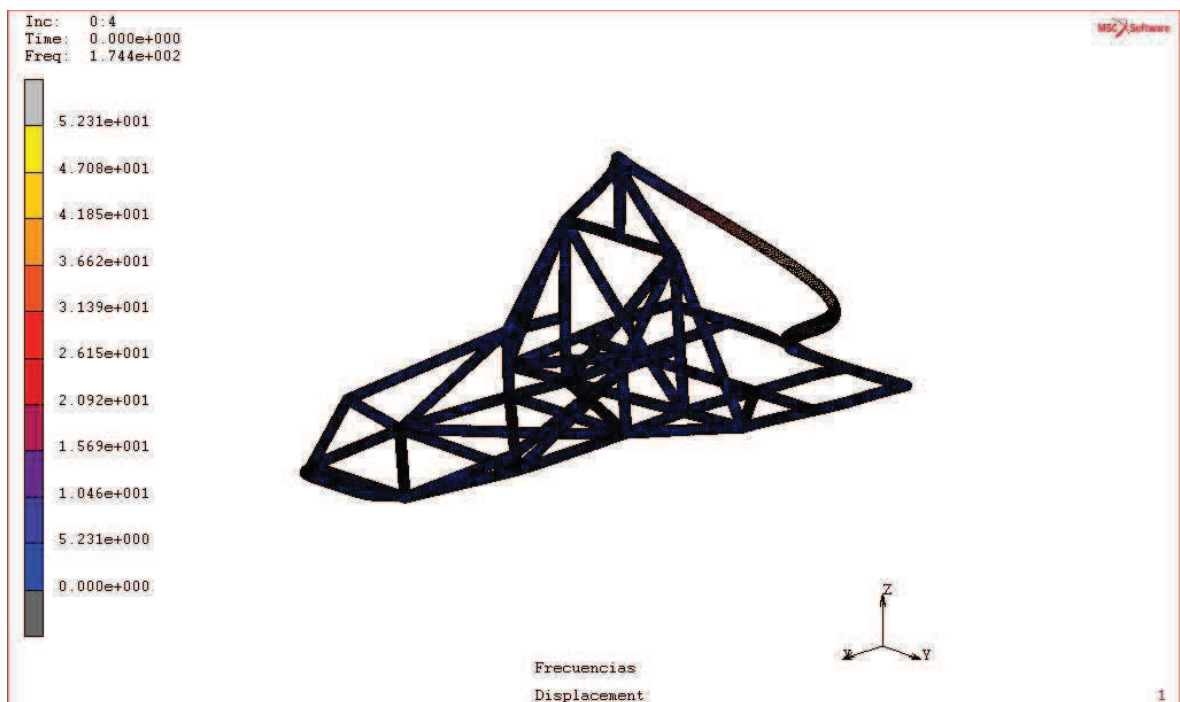


Imagen 1.46: Deformación en la 4ª frecuencia natural de la estructura a 174,34 Hz

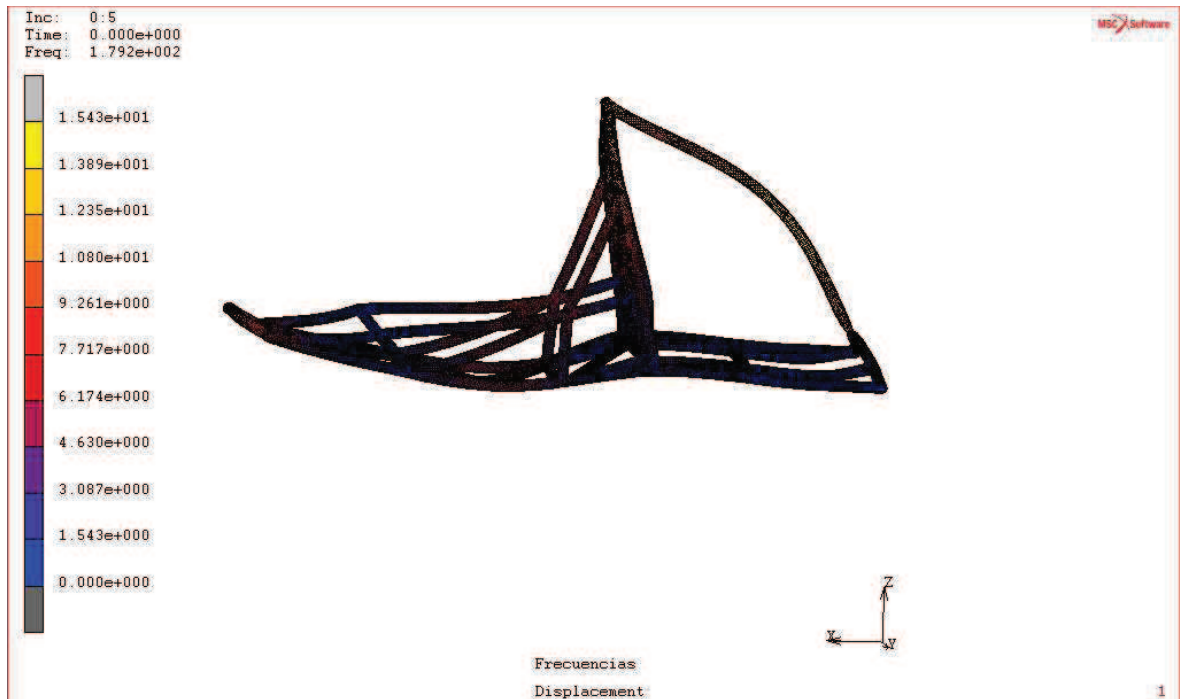


Imagen 1.47: Deformación en la 5ª frecuencia natural de la estructura a 179,15 Hz

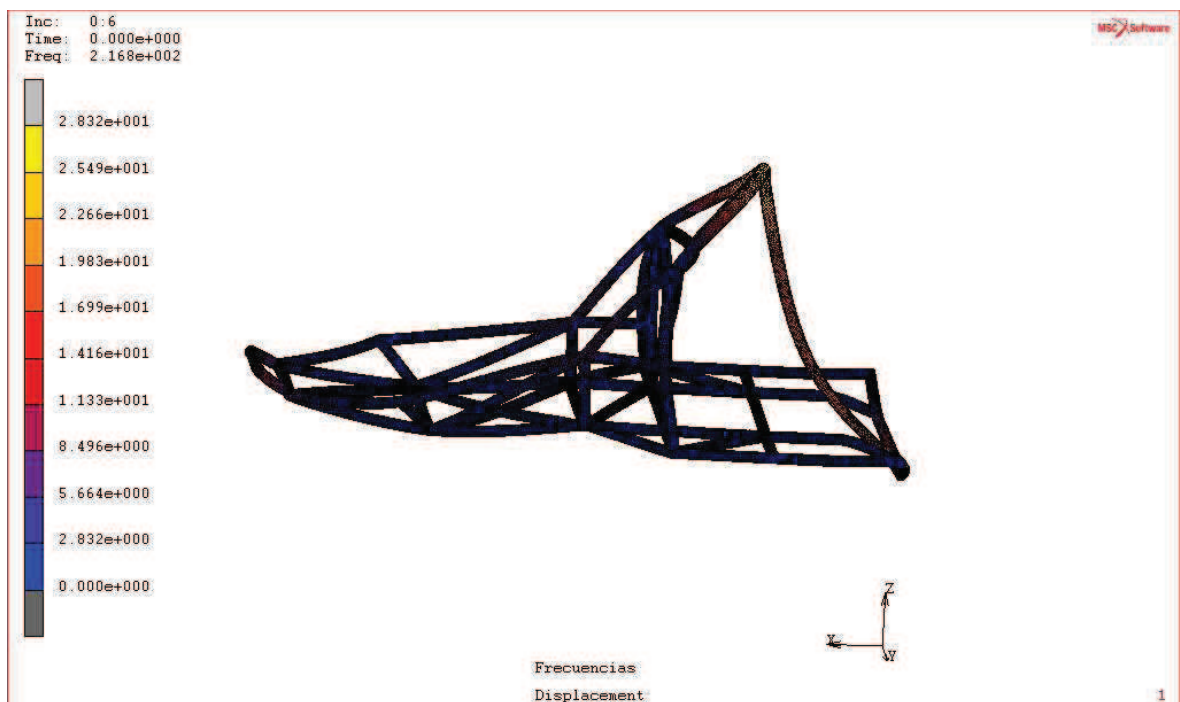


Imagen 1.48: Deformación en la 6ª frecuencia natural de la estructura a 216,77 Hz

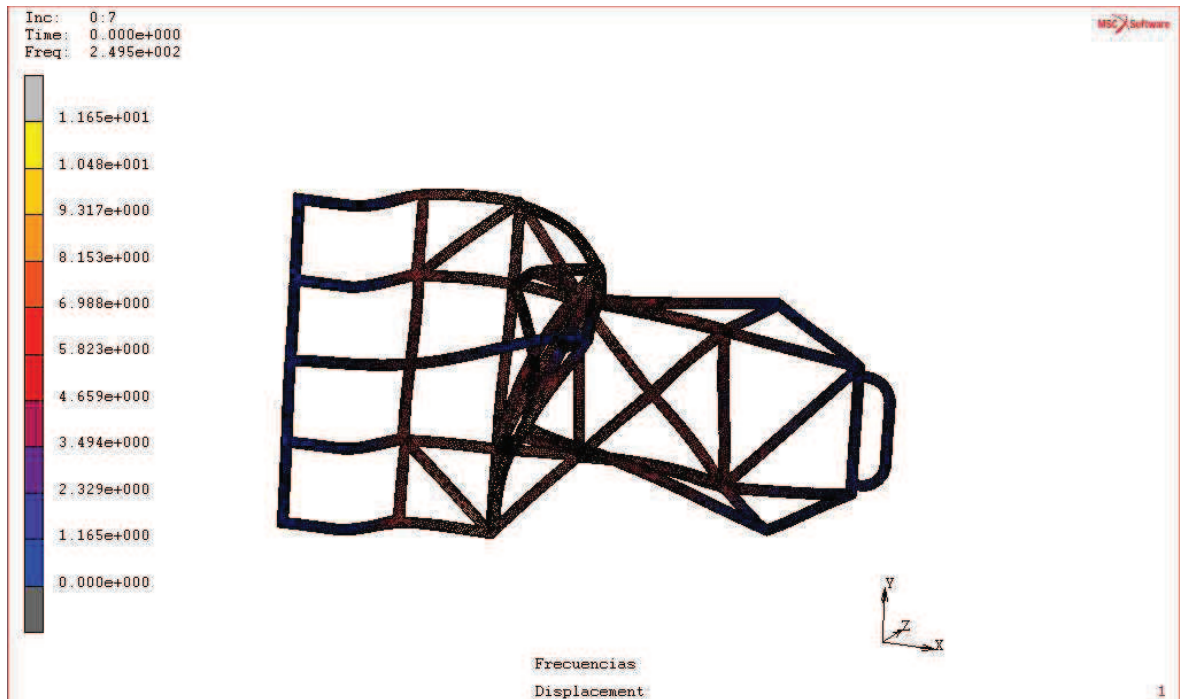


Imagen 1.49: Deformación en la 7ª frecuencia natural de la estructura a 249,48 Hz

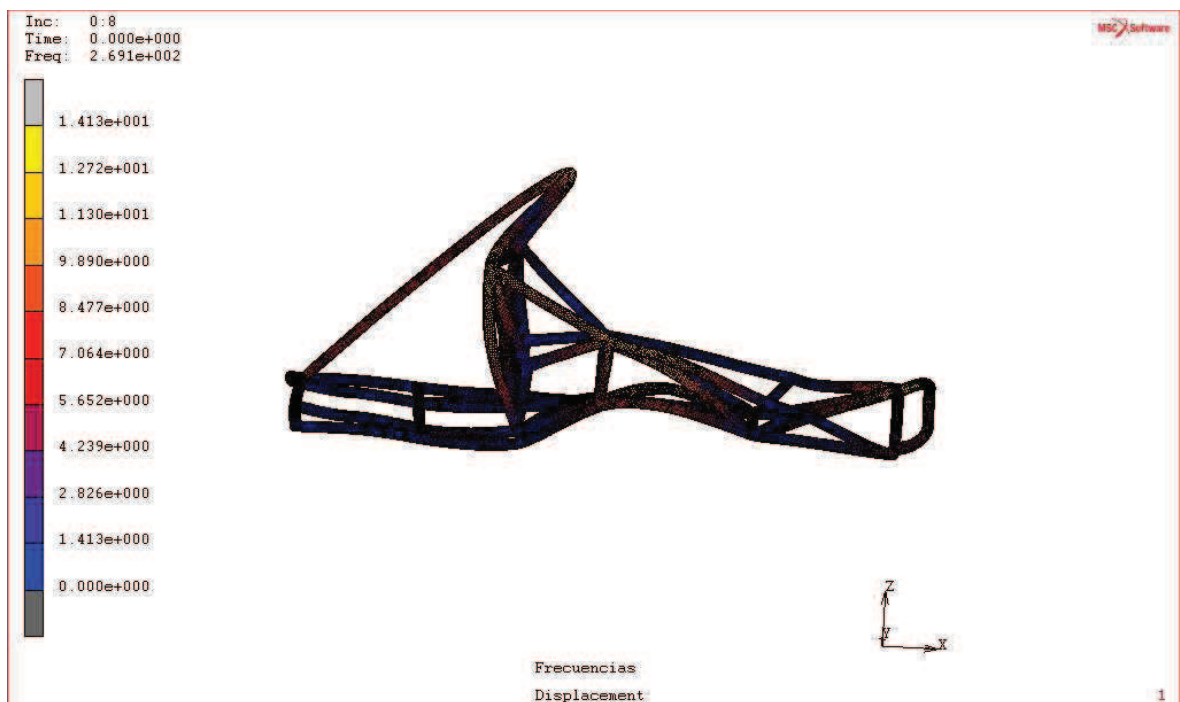


Imagen 1.50: Deformación en la 8ª frecuencia natural de la estructura a 269,09 Hz

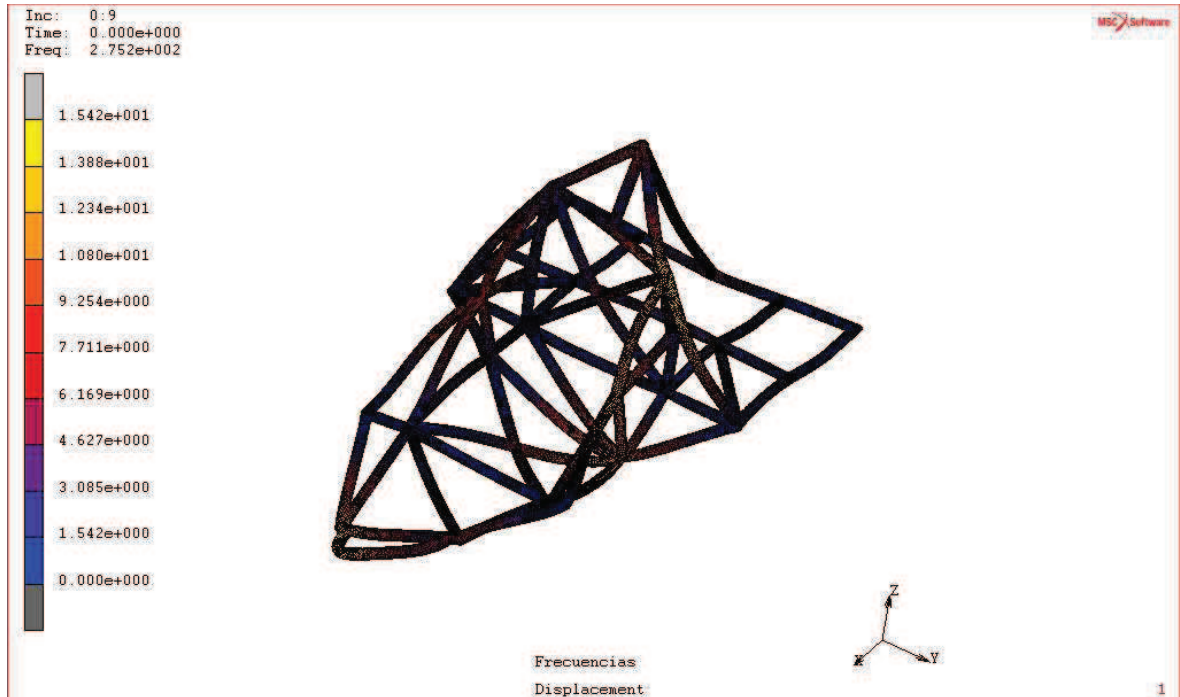


Imagen 1.51: Deformación en la 9ª frecuencia natural de la estructura a 275,23 Hz

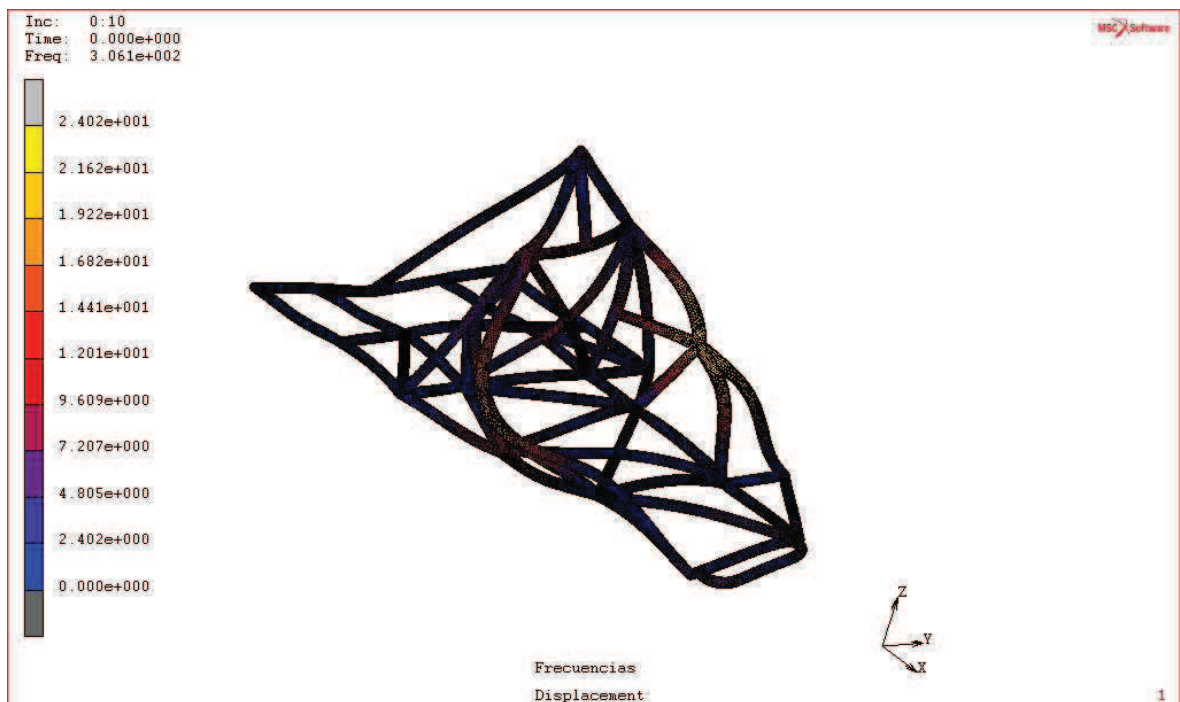


Imagen 1.52: Deformación en la 10ª frecuencia natural de la estructura a 306,07 Hz

Las deformaciones de las imágenes que se acaban de mostrar han sido ampliadas 10 veces su valor para que estas fueran fácilmente observables. Aunque en la realidad no serían tan grandes sirven para hacerse una idea de lo peligroso que resultaría que la estructura entrase en resonancia, ya que se producirían deformaciones y tensiones impredecibles.

1.1.5.- Conclusiones de los análisis del chasis con antivuelco

Por todo lo explicado en los apartados anteriores se decide utilizar como estructura para el chasis tubular, el modelo de chasis *Completo 5*, que ha demostrado ser apto en todos los aspectos necesarios para el buen funcionamiento del vehículo además de ser igualmente seguro en caso de accidente, bien sea por impacto lateral, frontal y en su caso, por el vuelco total del vehículo, guardando siempre la integridad física del piloto o conductor.

Además, tal y como se ha mostrado, el peso de este chasis tubular final es bastante reducido, gracias a que la estructura antivuelco es de aluminio. Se puede apreciar además, que al aumentar la sección de los tubos pero no los espesores, la resistencia de la estructura aumenta muy considerablemente pero no el peso de la misma. En cambio, cuando solo se aumentaba el espesor, la resistencia estructural del chasis aumentaba pero en una medida mucho menor con respecto a la variación de peso que sufría la misma.

Por otra parte, finalmente no se hicieron cálculos de la estructura antivuelco en acero ya que esta le sumaría entre 12 y 15 Kg más a la estructura, y teniendo en cuenta que el precio del Kg de tubo de acero estructural cuesta unos 2,1€/Kg y el tubo de aluminio unos 7€/Kg, solo habría habido un ahorro de unos 10 o 15 euros en material, por lo que no merecía la pena.

Por último se debe comentar que la unión del chasis con las ruedas delanteras (en el eje delantero) se realizará con pletinas redondeadas en sus extremos de dimensiones 40x40x5 de acero S 275 de la norma EN 10219. Después se hará un breve cálculo de la unión soldada de estas pletinas con el chasis para verificar que estas soporten el peso del vehículo en todo momento.

A continuación se mostraran las medidas del chasis seleccionado, así como ciertas imágenes de la estructura del chasis tubular final:

	CHASIS TUBULAR
Longitud total	1900mm
Anchura total	1000mm
Distancia entre ejes	1325mm

Tabla 1.52: Dimensiones generales del chasis tubular.

CHASIS TUBULAR	Material	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)
Barras Frontales	Acero AISI 4130	40	4,5	12,56
Barras Traseras	Acero AISI 4130	40	2	15,71
Antivuelco	Aluminio ASISI 6061-T6	40	3	7,17

Tabla 1.53: Dimensiones y materiales de las barras del chasis tubular.

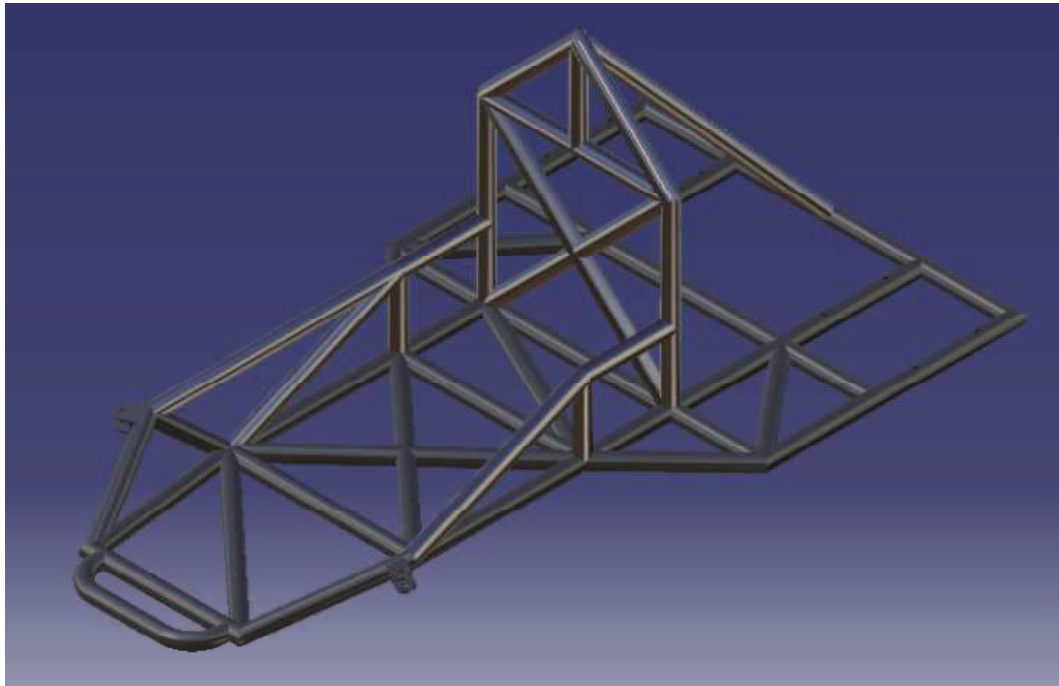


Imagen 1.53: Vista Isométrica del Chasis Tubular.

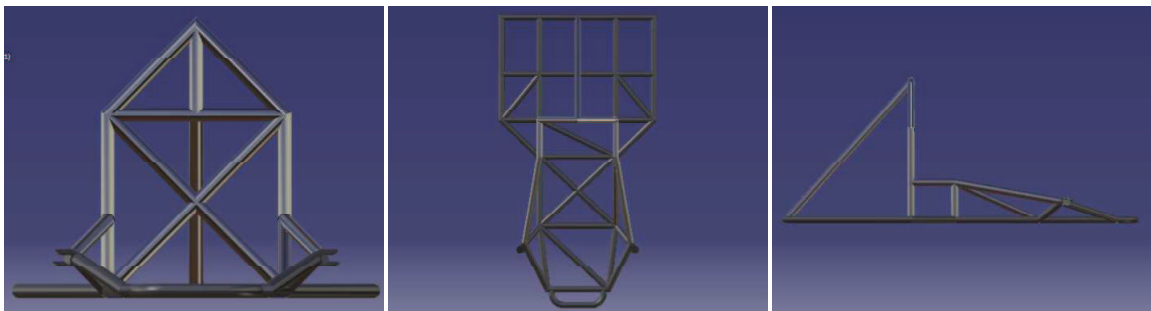


Imagen 1.53: Vistas del Chasis Tubular.

1.2.- Soldadura

En este apartado se presentan los criterios básicos que hay que tener en cuenta para dimensionar los cordones de soldadura en ángulo de las uniones soldadas realizadas en la estructura del vehículo en acero, siguiendo el método simplificado establecido por el Documento Básico, Seguridad Estructural, Acero del Código Técnico de la Edificación, de ahora en adelante DB-SE-A del CTE.

La soldadura es un procedimiento de unión directa entre metales de igual o parecida composición que necesita de una importante aportación de calor, con objeto de fundir los bordes de los elementos a unir y el material de aportación. Los dos metales fundidos, se mezclan dando lugar a un nuevo metal que es el que forma el cordón de soldadura.

El material de aportación deberá ser de igual o mayor resistencia que el metal base, de modo que se admite que la resistencia del cordón de soldadura es igual a la resistencia de las piezas unidas.

La soldadura en ángulo se utiliza para unir elementos cuyas caras de fusión forman un ángulo α comprendido entre 60° y 120° . Las uniones pueden ser en T o en solape, tal y como se observa en la imagen.

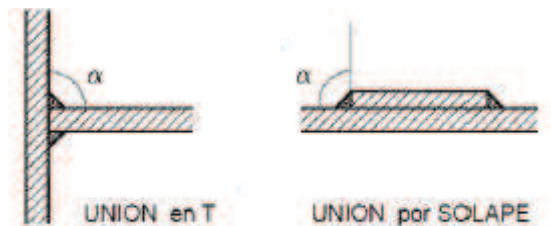


Imagen 1.54: Tipos de uniones soldadas de los tubos de la estructura.

El diseño y cálculo de las uniones resueltas por medio de soldadura en ángulo dependerá de la geometría de la unión a resolver así como de los esfuerzos a transmitir por parte de los cordones dispuestos, teniendo en cuenta la condición que establece el artículo 8.21, DB-SE-A en el que se establece que las uniones se deberán dimensionar con capacidad para transmitir los mínimos siguientes:

- a) en el caso de nudos rígidos y empalmes la mitad de la resistencia última de cada una de las piezas a unir;
- b) en el caso de uniones articuladas la tercera parte del axil o el cortante último (según el caso) de la pieza a unir.

Para el estudio en el caso del futuro vehículo se dimensionará la soldadura de la unión más crítica de la estructura tubular. Una vez dimensionada esta soldadura las demás soldaduras del chasis tendrán las mismas dimensiones ya que si se dimensiona la soldadura más crítica las demás uniones tendrán margen de fallo con esta soldadura.

El cálculo de los cordones de soldadura en ángulo en las uniones de estructuras de acero consiste en determinar el espesor de garganta $-a-$ y la longitud de los mismos $-L_w-$ en función de los esfuerzos a transmitir y la geometría de la unión.

Considerando que el cordón de soldadura en ángulo se puede asimilar a un prisma de base triangular, se define espesor de garganta como la altura de la sección transversal del cordón perpendicular a la cara exterior de la soldadura, siendo la longitud eficaz del mismo, igual a la longitud real siempre que el espesor del cordón sea el nominal a lo largo de toda su longitud, tal y como se representa en la imagen.

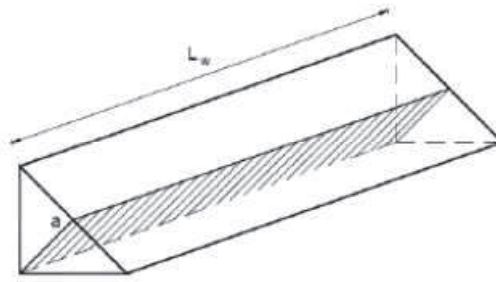


Imagen 1.55: Representación del cordón de soldadura.

El proceso de cálculo del cordón de soldadura consiste en:

- Determinar la resistencia por unidad de superficie del cordón de soldadura.
- Establecer el espesor de garganta del cordón a disponer en función de los espesores de las chapas a unir.
- Calcular la longitud del cordón de soldadura cuyo en función de los esfuerzos a transmitir y el espesor de garganta a disponer
- Verificar que la dimensión de la garganta de soldadura se encuentra aproximadamente entre los dos límites.

Resistencia de la soldadura en ángulo por unidad de superficie.

La resistencia por unidad de superficie del cordón de soldadura en ángulo es igual a $f_{vw,d}$ cuyo valor se obtiene a partir de la expresión,

$$f_{vw,d} = \frac{f_u / \sqrt{3}}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}}$$

Siendo,

f_u : resistencia a tracción del acero de las chapas a soldar.

$\gamma_{M2}=1,25$ coeficiente parcial de seguridad de la unión soldada.

β_w : coeficiente de correlación en función del tipo de acero de las piezas a soldar, cuyo valor se obtiene a partir del límite elástico del acero de las piezas a unir en la tabla de las propiedades mecánicas del acero AISI 4130,

TIPO DE PROCESO Y ACABADO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN			LÍMITE DE FLUENCIA			ALARGAMIENTO EN 2" %	REDUCCIÓN DE ÁREA %	DUREZA BRINELL	RELACIÓN DE MAQUINABILIDAD 1212 EF = 100%
	MPa	(kgf/mm2)	Ksi	MPa	(kgf/mm2)	Ksi				
CALIENTE Y MAQUINADO	593	60	86	386	39	56	29	57	183	70
TEMPLADO Y REVENIDO*	1006	103	146	917	93	133	15	50	293	

Tabla 1.54: Propiedades mecánicas del acero AISI 4130.

Por lo tanto $f_{vW,d}$ será:

$$f_{vW,d} = \frac{1006/\sqrt{3}}{0,7 \cdot 1,25} = 663,787 \text{ N/mm}^2$$

Dimensionado de espesor de garganta del cordón de soldadura.

El espesor de garganta de una soldadura en ángulo deberá cumplir la condición expresada en la ecuación siguiente,

$$a \leq 0,7 \cdot e_{\min} ;$$

Siendo e_{\min} el mínimo espesor de las chapas soldadas. El resultado de la expresión anterior se redondeará a la baja, no pudiendo adoptar valores inferiores al siguiente en función del espesor de las chapas.

$$a \geq 3 \text{ mm para } e_{\min} \leq 10 \text{ mm}$$

Para el caso del vehículo prototipo habrá un espesor mínimo de 3 mm., por tanto según la norma la futura garganta de soldadura deberá seguir el criterio anterior.

Obtención del espesor de garganta del cordón de soldadura necesario para transmitir un esfuerzo F_{Ed} .

Hallado el esfuerzo que solicita a la unión gracias al programa Marc&Mentat, deberá cumplir la condición de la ecuación siguiente,

$$F_{W,Ed} \leq a \cdot L_W \cdot f_{vW,d} ;$$

Es decir, el espesor de garganta de la soldadura, “a” deberá ser,

$$\frac{F_{W,Ed}}{L_W \cdot f_{vW,d}} \leq a ;$$

Siendo,

$f_{vW,d}$: resistencia por unidad de superficie del cordón de soldadura en ángulo.

$F_{W,Ed}$: esfuerzo que solicita a la unión.

L_W : Longitud del cordón de soldadura.

Se sustituyen a continuación los valores para el caso de la estructura tubular con un acero AISI 4130.

$$- f_{vW,d} = 663.787 \text{ N/mm}^2$$

$$- L_W = 2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 20 = 125,66 \text{ mm}$$

$$- A : \text{Área de la sección. } A = \pi \cdot (R^2 - r^2) = 501,87 \text{ mm}^2$$

- $F_{W,Ed}$: esfuerzo que solicita a la unión. Para ello será necesario comparar las tensiones que aparecen en cada caso y escoger la máxima para el dimensionado de la soldadura.
 $(F = \sigma \cdot A)$

	Maxima Tensión (Mpa)	Fuerza (N)
Aceleración 2G	13,34	6694,9458
Frenada 2G	3,43	1721,4141
2G Lateral	15,13	7593,2931
2P Lateral	133,8	67150,206
SAE 1	286	143534,82
SAE 2	326	163609,62

Tabla 1.55: Máximas tensiones en cada ensayo sobre el chasis tubular.

Se tiene por tanto, para el caso más desfavorable en condiciones de colisión frontal;

$$\frac{F_{W,Ed}}{L_W \cdot f_{vW,d}} = \frac{163609,62}{125,66 \cdot 663,787} = 1,9615 \text{ mm} \leq a ;$$

$$a \leq 0,7 \cdot e_{min} = 0,7 \cdot 4,5 = 3,15 \text{ mm} ;$$

La dimensión de la garganta de soldadura requerida en la unión más crítica deberá estar entre,

$$1,9615 \text{ mm} \leq a \leq 3,15 \text{ mm} ;$$

Después de haber analizado y dimensionado la unión más crítica de la estructura tubular, se fijó este margen de garganta de soldadura para el resto de las uniones del chasis. Es lógico si esta soldadura está diseñada para la unión que tiene una mayor tensión para el resto de la estructura es suficiente este dimensionado. El margen de que existe en la dimensión de la garganta de soldadura es grande como para salvar las posibles variaciones en la soldadura del operario.

Por último, para garantizar que la unión entre el chasis y las pletinas que sujetarán este al las ruedas delanteras aguanten el peso del vehículo en cualquier situación, se calculará también la dimensión de la garganta de soldadura necesaria para que dicha unión resista. Ahora se muestra una imagen de las pletinas que se colocarán para la unión de las ruedas delanteras con el chasis:

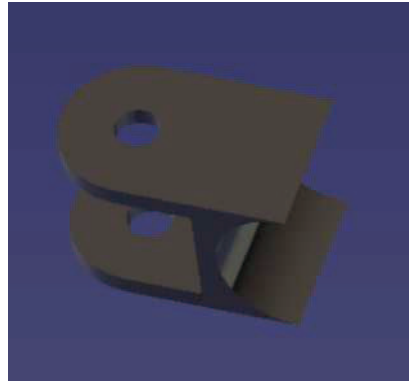


Imagen 1.56: Pletinas 40x40x5 mm

Como las pletinas son de acero SAE 275 se debe volver a calcular la resistencia por unidad de superficie del cordón de soldadura. Para lo cual se necesitarán los siguientes datos sobre el material.

tabla 1		
acero	f_u N/mm ²	β_w
S 235	360	0,80
S 275	430	0,85
S 355	510	0,90

Tabla 1.56: Resistencia a la tracción y coeficiente de correlación en soldadura de aceros SAE

Con estos datos se calcula de nuevo la resistencia del cordón de soldadura.

$$f_{vw,d} = \frac{430/\sqrt{3}}{0,85 \cdot 1,25} = 233,657 \text{ N/mm}^2$$

Para el esfuerzo que solicita la unión se tomará el peso del vehículo en el momento de máxima frenada, ya que es la situación en la que mayor carga soporta el eje delantero del vehículo. Como veremos más adelante en los cálculos del eje ese valor será de 2088 N, pero se multiplicará este valor por un coeficiente de mayoración o de seguridad de $n=2$ para asegurar su resistencia. Se tienen los siguientes datos:

- $f_{vw,d} = 233,657 \text{ N/mm}^2$
- $L_w = 2 \cdot \pi \cdot r + 2 \cdot l = 2 \cdot \pi \cdot 20 + 40 \cdot 2 = 205,66 \text{ mm}$
- A : Área de la sección. $A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l = 2 \cdot \pi \cdot 20 \cdot 40 = 5026,54 \text{ mm}^2$
- $F_{w,Ed} = 4166 \text{ N}$

Se procede ahora al cálculo de la dimensión de la garganta del cordón de soldadura de igual manera que se ha hecho anteriormente:

$$\frac{F_{W,Ed}}{L_W \cdot f_{vW,d}} = \frac{4166}{205,66 \cdot 233,657} = 0,086 \text{ mm} \leq a ;$$

$$a \leq 0,7 \cdot e_{min} = 0,7 \cdot 4,5 = 3,15 \text{ mm} ;$$

La dimensión de la garganta de soldadura requerida en la unión entre el chasis y las pletinas para la sujeción de las ruedas deberá estar entre,

$$0,086 \text{ mm} \leq a \leq 3,15 \text{ mm} ;$$

Se dirá que el margen de que existe en la dimensión de la garganta de soldadura es grande como para salvar las posibles variaciones en la soldadura del operario.

2.- Diseño y cálculo de los elementos de la transmisión secundaria

En este apartado se expondrán los pasos seguidos a la hora de diseñar y elegir los elementos que conformarán la totalidad del sistema de transmisión secundaria el vehículo

La transmisión secundaria se realiza mediante dos ruedas dentadas conducidas por una cadena simple de rodillos que transmiten el movimiento del motor al eje trasero. Como se a explicado en la memoria, primero se seleccionarán los elementos normalizados, y después se diseñará y dimensionará en el eje trasero.

Para proceder al cálculo y elección de los elementos de la transmisión, piñón, corona, cadena y el eje trasero, se partirá de los datos que conocidos acerca del Kart.

Datos del Kart		Reducción de la caja		Vel. Max. En su reducción	
Diámetro rueda	0,292	1º	2,83	V1	51,23
Potencia Max. (Kw)	63,4	2º	1,71	V2	85,08
Par Max. (m·Kg)	6,014	3º	1,24	V3	117,24
Rend. Transmisión	0,85	4º	0,96	V4	151,51
Q (Peso Kart)	250	R. Cadena	4		
μ (coef. Rodadura)	0,02				

Tablas 2.1, 2.2 y 2.3: Datos de las velocidades, las relaciones de transmisión y algunos elementos del vehículo

2.1.- Selección de las ruedas dentadas

Las ruedas de cadena suelen tener formas distintas, según sea el sistema de fijación con el eje al cual van unidas. Pueden ser simplemente discos dentados o disponer de cubo central. En ruedas un poco grandes el cubo central puede ir soldado, y en algunos casos se utilizan ruedas fundidas.

Se fabrican generalmente en acero que permite, mediante calentamiento por inducción, el endurecimiento de los dientes de la rueda, especialmente cuando han de trabajar a

velocidades altas. Es conveniente también endurecer la rueda menor en transmisiones de relación elevada con el fin de igualar la duración de ambas ruedas.

A continuación se dan algunas de las medidas que definen el dentado y las fórmulas para su cálculo.

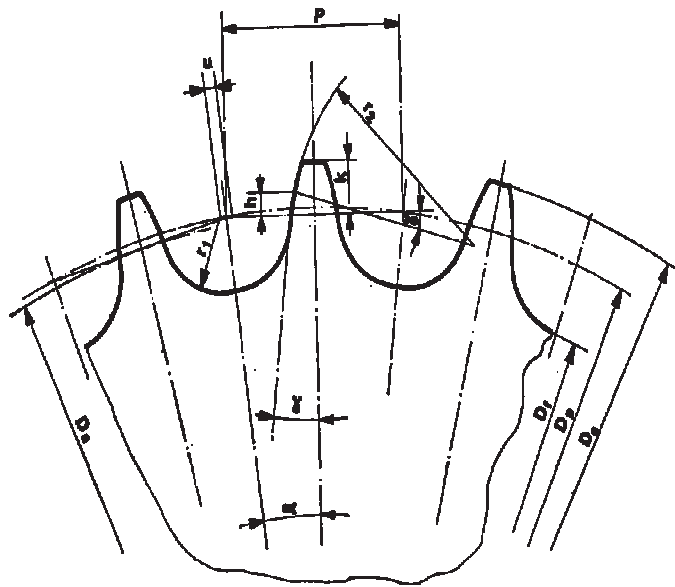


Imagen 2.1: Parámetros principales de las ruedas dentadas para transmisión por cadena de rodillos.

Diámetro primitivo: $D_p = p \cdot \operatorname{cosec} \alpha = p / \sin (180/Z)$

Siendo P el paso de la cadena y Z el número de dientes de la rueda.

Diámetro de fondo $D_f = D_p - d$

Siendo d el diámetro máximo de rodillo de la cadena.

Diámetro exterior máximo $D_e = D_p + 1,25 P - d$

ANCHO DE LOS DIENTES: B_1

Cadena	Paso	
	$P \leq 12,7 \text{ mm.}$	$P \geq 12,7 \text{ mm.}$
Para cadena simple	$B_1 = 0,93 B$	0,95 B
Para cadena doble	$B_1 = 0,91 B$	0,93 B
Para cadena triple	$B_1 = 0,88 B$	0,90 B

Tabla 2.4: Anchura de los dientes de las ruedas dentadas.

Ancho sobre dos filas: $B_2 = B_1 + F$

Ancho sobre tres filas: $B_3 = B_1 + 2F$, siendo F la separación entre filas de la cadena.

Para las medidas B_1 , B_2 y B_3 se admite una tolerancia h 14.

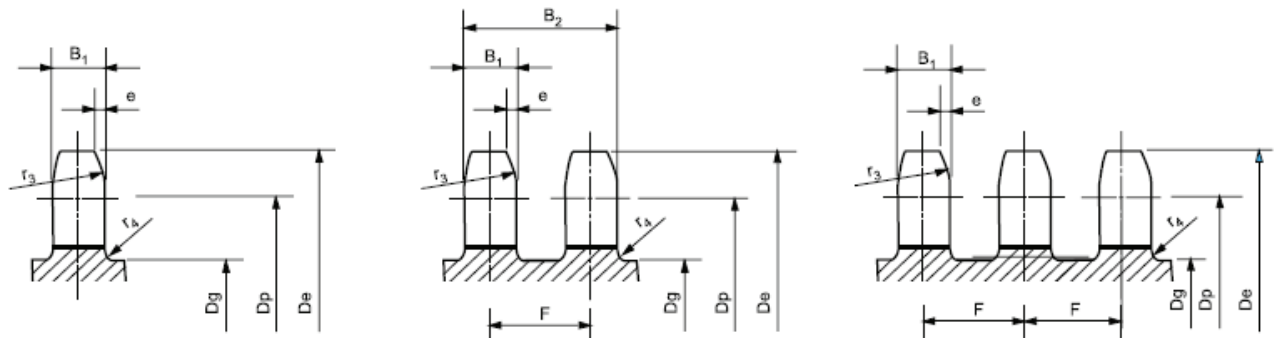


Imagen 2.2: Disposición de los dientes de las ruedas dentadas.

En este caso solo interesan las medidas para cadena simple.

El valor Z_1 no vendrá fijado corrientemente en las condiciones de la transmisión, y deberá, por tanto, elegirse. Como es valor muy importante a la hora de determinar la transmisión y debe cumplir ciertas condiciones, se hacen a continuación algunas observaciones para proceder a su elección:

- Se emplearán preferentemente piñones de número impar de dientes. Así se conseguirá que no entren en contacto siempre los mismos dientes con los eslabones de un tipo, interiores o exteriores. De esta forma el desgaste de los dientes de las ruedas y de la cadena será más regular.
- No se tomarán en lo posible, piñones menores de 13 dientes. Los inconvenientes del efecto poligonal se acentúan a medida que se empleen piñones más pequeños, aumentando el ruido e irregularidad de la transmisión, la magnitud de los choques entre dientes y rodillo y la concentración de los esfuerzos sobre un número de dientes reducido.

• La limitación precedente será tanto más rígida cuanto más elevados sean los valores de la potencia y RPM de la transmisión. Sólo en el caso de que ambos sean reducidos, puede llegarse a emplear piñones de 11, 13 o 15 dientes.

• Debe tenerse en cuenta, además, que en caso de relaciones de transmisión elevadas, Z1 no debe exceder en general de valores que den lugar a ruedas conducidas de más de 120 dientes. Las ruedas grandes obligan a tener en cuenta límites de desgaste de la cadena, inferiores a los de las transmisiones con ruedas de tipo medio, por presentar dificultades de engrane con el dentado al alargarse la cadena en su paso medio.

Para calcular el número de dientes de las ruedas dentadas de la transmisión, se han de tener los siguientes datos. Como veremos en el apartado de elección de la cadena, se sabe que la cadena es una cadena ISO 530 de paso 5/8” o 15,875mm, así que se pueden calcular los diámetros primitivos, de fondo y exteriores de las ruedas dentadas:

Relación de transmisión de la cadena: $i=4=Z_2/Z_1$

Diámetro de las ruedas trasera: $\varnothing = 292,1 \text{ mm}$

Paso de la cadena: $p = 5/8 \text{ pulgadas} = 15,875 \text{ mm}$

Diámetro del rodillo de la cadena: $d = 10,16 \text{ mm}$

Debido a que la corona va situada en el mismo eje de la rueda, esta debe tener un diámetro menor al de la rueda, para no colisionar con el suelo. Se toma por lo tanto un diámetro exterior máximo de la corona de 275 mm y se le aplican las fórmulas pertinentes para determinar el número de dientes:

$$D_{ec} = D_p + 1,25 P - d = p / \text{sen}(180/Z_c) + 1,25 P - d = 275 \text{ mm} ;$$

$$\text{sen}(180/Z_c) = \frac{15,875}{275 - 1,25 \cdot 15,875 + 10,16} = 0,0598 ;$$

$$Z_c = \frac{180}{\text{arsen} 0,0598} = 52,47 \approx \mathbf{52 \text{ dientes}} ;$$

Por tanto el número de dientes del piñón será: $Z_p = Z_c/4 = 52/4 = \mathbf{13 \text{ dientes}}$

Así tenemos que el piñón constará de 13 dientes y una corona de 52 dientes. Ahora se pueden calcular los diámetros primitivos, el interior y exterior de cada rueda dentada para proceder a la elección de cada una de ellas mediante las tablas normalizadas

Piñón o rueda dentada pequeña:

$$D_{p1} = p \cdot \text{cosec } \alpha = p \cdot \cos(180/Z) = 15,875 / \text{sen}(180/13) = \mathbf{66,335 \text{ mm}}$$

$$D_{f1} = D_p - d = 66,335 - 10,16 = \mathbf{56,175 \text{ mm}}$$

$$D_{e1} = D_p + 1,25 P - d = 66,335 + 1,25 \cdot 15,875 - 10,16 = \mathbf{76,018 \text{ mm}}$$

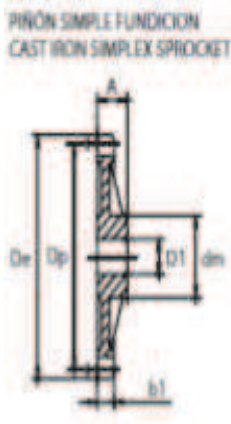
Corona o rueda dentada grande:

$$D_{p2} = p \cdot \text{cosec } \alpha = p \cdot \cos(180/Z) = 15,875 / \text{sen}(180/52) = \mathbf{262,92 \text{ mm}}$$

$$D_{f2} = D_p - d = 262,92 - 10,16 = \mathbf{252,76 \text{ mm}}$$

$$D_{e2} = D_p + 1,25 P \cdot d = 62,92 + 1,25 \cdot 15,875 = 10,16 = \mathbf{272,6 \text{ mm}}$$

Con estos datos se procede a la elección del piñón y la corona en base a las normas ISO, en concreto las ruedas dentadas para cadenas de rodillos ISO 530:



DIENTES TEETH	ISO 530 5/8'' – 15,875mm		SIMPLE-SIMPLEX B1=9.1		
Z	Dp mm.	De mm.	Ø dm mm.	A mm.	ØD1 mm.
8	41,48	47,6	25	25	10
9	46,42	52,7	30	25	10
10	51,37	57,8	35	25	12
11	56,35	62,9	37	30	12
12	61,34	68	42	30	12
13	66,33	76,1	47	30	15
14	71,34	78,1	52	30	15
15	76,35	83,2	57	30	15
16	81,37	88,3	60	30	15
17	86,39	93,3	60	30	15
18	91,42	98,4	70	30	16
19	96,45	103,5	70	30	16
20	101,48	108,5	75	30	16
21	106,51	113,6	75	30	20
22	111,55	118,7	80	30	20
23	116,59	123,7	80	30	20
24	121,62	128,8	80	30	24
25	126,66	133,9	80	30	24
26	131,7	138,9	85	35	24
27	136,74	144	85	35	24
30	151,87	159,1	90	35	30
38	192,24	199,6	100	35	30
45	227,58	235	80	40	30
52	262,92	272,6	85	40	35
57#	288,18	295,7	90	45	35
76#	384,15	391,7	90	50	35
95#	480,14	487,7	100	56	40
114#	576,13	583,7	100	56	40

PIÑONES EN FUNDICIÓN. CAST IRON SPROCKETS

Tabla 2.4: Ruedas dentadas para cadenas Norma ISO 530

Rueda dentada ISO 530 5/8''R10,16 Z13 D_p66,33 A30 de Acero SAE 1045 55HRC

Rueda dentada ISO 530 5/8''R10,16 Z52 D_p262,92 A40 de Acero SAE 1045 55HRC

2.2.-Elección de la Cadena

Para proceder a la elección de la cadena, se utilizarán los datos de transmisión de los que se disponen de la caja de cambios, para obtener los datos de velocidades en revoluciones por minuto de ambas ruedas dentadas del conjunto piñón cadena y corona.

En primer lugar se calcula la velocidad de cada rueda dentada.

Velocidad máxima de la corona:

$$N_C = V_4 / (D \cdot \pi) \quad \text{Donde D es el diámetro del neumático trasero.}$$

$$V_4 = 151,77 \cdot 1000 / 60 = 2529,48 \text{ m/min}$$

$$N_C = 2529,48 / (0,2921 \cdot \pi) = 1378,69 \text{ r.p.m.}$$

Velocidad máxima del piñón:

$$i = 4 = N_P / N_C \quad N_P = N_C \cdot 4 = 1378,69 \cdot 4 = 5514,78 \text{ r.p.m.}$$

Una vez obtenidas las velocidades máximas alcanzables por las ruedas dentadas, se puede proceder al cálculo de la cadena con las ecuaciones detalladas a continuación, para la posterior elección de la misma a través de las tablas del fabricante de cadenas nacional Joresa S.A.

Se procede ahora al cálculo de los elementos de la cadena:

Datos de partida:

- Potencia a transmitir 63,4Kw
- Fuente de potencia Motor de gasolina de transmisión mecánica
- Mecanismo a accionar Irregular
- Número de revoluciones $n_1 = 5.500$ $n_2 = 1.400$
- Distancia entre centros 317,5 mm

Ahora pasamos al cálculo de la potencia corregida, que será la que se utilizará para la elección de la cadena a partir de la tabla 4.

Primero han de hallarse los diferentes coeficientes multiplicadores de la potencia nominal a través de las tablas normalizadas:

Tabla N° 1 (Coeficiente f_1)

Tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento Motor de combustión interna	
			Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Maquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2	1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Maquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1,5	1,4	1,7

Tabla 2.5: Coeficiente de corrección de potencia f_1 .

Elegido el número de dientes del piñón Z_1 , y en el supuesto de que este no tenga 19 dientes, determinaremos el coeficiente de corrección f_2 para calcular la potencia efectiva P_C . Dicho coeficiente lo obtendremos del gráfico N° II.

Tabla N° II

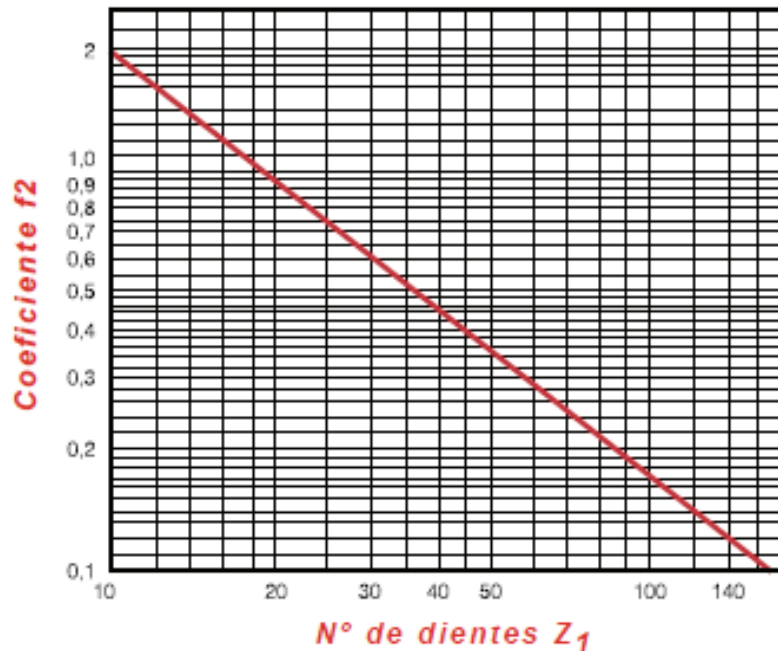


Tabla 2.6: Coeficiente de corrección de potencia f_2 .

Como se puede observar para un piñón de 13 dientes el coeficiente f_2 tendrá un valor de 1,5.

El coeficiente f_3 tiene en cuenta además de los aspectos mencionados, la influencia del desgaste de la cadena, según sea la relación de transmisión, y la distancia entre centros.

Tabla N° III (Coeficiente f_3)

		Relación de transmisión							
		1:1	2:1	3:1	4:1	5:1	6:1	7:1	8:1
Distancia entre centros, C	20 pasos	1,45	1,25	1,15	1,08	1,03	0,99	0,96	0,92
	30 pasos	1,31	1,14	1,06	1,01	0,97	0,94	0,91	0,87
	40 pasos	1,22	1,07	1,00	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84
	50 pasos	1,15	1,01	0,95	0,91	0,88	0,85	0,83	0,81
	60 pasos	1,08	0,97	0,91	0,87	0,85	0,82	0,81	0,78
	80 pasos	1,00	0,87	0,84	0,81	0,79	0,77	0,75	0,73

Tabla 2.7: Coeficiente de corrección de potencia f_3 .

Como la cadena que se ha elegido tiene un paso de 15,875 mm y la distancia entre centros es de unos 320mm la distancia entre centro será de 20 pasos, así que escogerá un coeficiente f_3 de 1,08.

Así, tenemos los siguientes coeficientes de corrección de la potencia.

Factor de trabajo Coeficiente $f_1 = 1,4$

Nº dientes piñón Coeficiente $f_2 = 1,5$

Relación de transmisión Coeficiente $f_3 = 1,08$

Ahora se calcula la potencia corregida:

Potencia corregida $W_c = 63,4 \cdot 1,4 \cdot 1,5 \cdot 1,08 = 143,792 \text{ Kw}$

Una vez obtenida la potencia corregida y en un primer tanteo sobre el gráfico se puede observar que no es posible la elección de ninguna cadena a partir del mismo, ya que los valores que utilizamos se salen del gráfico.

Esto se debe a que la siguiente tabla se refiere a cadenas de uso industrial, que deben tener un ciclo de vida útil mucho mayor que las cadenas para transmisión de vehículos. Este tipo de cadenas que veremos ahora están indicadas para cargas mayores y velocidades de trabajo menos acusadas y normalmente constantes.

Gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 (Serie europea)

Tabla N° V

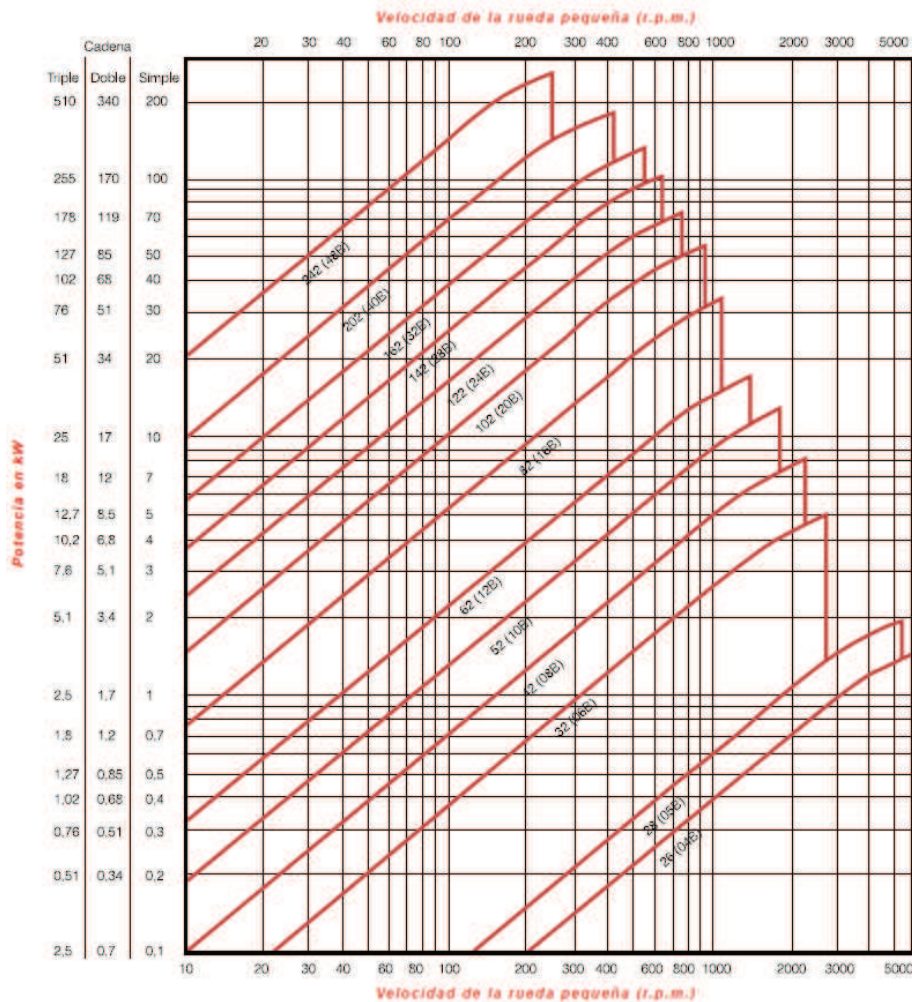


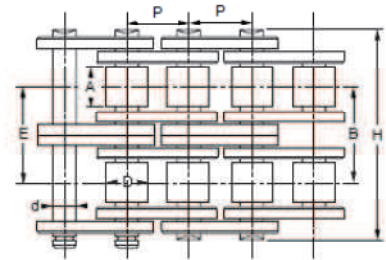
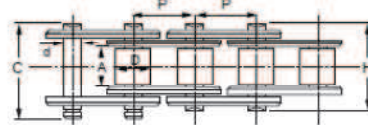
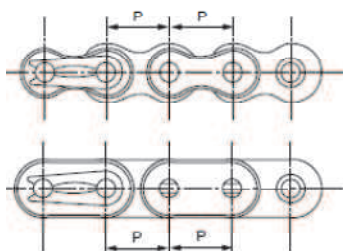
Tabla 2.8: Tabla para la elección de cadenas norma ISO 606.

Por tanto se utilizara la tabla de cadenas para motocicletas y de ahí se elegirá el empleo de una cadena tipo ISO 530. Se elige esta cadena, porque tiene el mismo paso que la utilizada por la motocicleta de la que se deriva el motor utilizado, una Honda CBR del año 1990, que tiene un paso de cadena de 5/8” o 15,875mm. Este tipo de cadenas, al contrario que las que se detallaban en la grafica anterior, están diseñadas para velocidades mucho mayores y para soportar tensiones que, aunque menores, serán totalmente variables en cada momento.



Cadenas para vehículos

Cadenas para el mecanismo de distribución en
 motores de automóvil
 Cadenas para bicicletas, motocicletas
 y otras aplicaciones



Cadenas para bicicletas, motocicletas y otras aplicaciones

Referencia	Otras refer.	Paso p		Ancho interior mínimo	Diámetro del rodillo	Diámetro del eje	Ancho sobre ejes	Altura máx. placas	Espesor placas	Carga aprox. de rotura
JORESA		mm	pulgadas	A mm	D mm	d mm	H mm	G mm	S mm	daN
43	081	12,7	1/2	3,3	7,75	3,66	10,20	8,20	1,00	850
44	082	12,7	1/2	2,38	7,75	3,66	8,20	8,20	1,00	850
46	083	12,7	1/2	4,90	7,75	4,09	14,30	9,90	1,58	1.630
48	420	12,7	1/2	6,35	7,75	3,96	14,80	11,56	1,50	1.630
42	428	12,7	1/2	7,75	8,51	4,45	16,80	11,56	1,50	1.900
747	428 H	12,7	1/2	7,75	8,51	4,45	16,90	11,75	2,00	2.140
756	520	15,875	5/8	6,35	10,16	5,08	17,44	14,48	2,00	2.750
758	530	15,875	5/8	9,40	10,16	5,08	21,80	14,48	2,00	2.750

Tabla 2.9: Cadenas para transmisión en vehículos.

Comprobaremos ahora el coeficiente de seguridad y la presión en las articulaciones, mediante las siguientes fórmulas proporcionadas por el propio fabricante Joresa.S.A.:

Velocidad de la cadena
$$v = 2 \frac{P \cdot Z_1 n_1}{1000}$$

Tensión ramal conductor (Kg)
$$T = \frac{6120 \cdot W}{v}$$

Longitud de la cadena (eslabones)
$$L = 2 \frac{C}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_1 - Z_2)^2 \cdot P}{4C}$$

Presión en las articulaciones $t = \frac{T}{S}$

Donde:

- W: Potencia a transmitir (Kw)
- v: Velocidad lineal de la cadena (m/min)
- P: Paso de la cadena (mm)
- Z₁: Número de dientes del piñón o rueda pequeña
- Z₂: Número de dientes de la corona o rueda mayor
- n₁: Número de vueltas del piñón (r.p.m.)
- n₂: Número de vueltas de la corona (r.p.m.)
- T: Tensión de la cadena (Kg)
- L: Longitud de la cadena (mm)
- C: Distancia entre centros (mm)
- t: Tensión en las articulaciones (mm)
- K: Coeficiente de seguridad
- d: Diámetro del eje de la cadena
- a: Longitud del casquillo
- S: Superficie de la articulación (cm²)

Así tenemos las siguientes tensiones:

$$V = \frac{15,875 \cdot 13 \cdot 5514,78}{1000} = 1138,11 \text{ m/min}$$

$$T = \frac{6120 \cdot 63,4}{1138,92} = 340,9 \text{ Kg} = 3344.29 \text{ N}$$

$$t = \frac{260.7}{2} = 170,45 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 1672,11 \text{ N/cm}^2$$

$$L = 2 \cdot \frac{317,5}{15,875} + \frac{17+68}{2} + \frac{\frac{(17-68)^2}{2 \cdot \pi} \cdot 15,875}{317,5} = 103,9 \rightarrow \mathbf{104 \text{ eslabones}}$$

El largo de una cadena se expresa en cantidad de pasos o eslabones, los cuales deben ser una cifra par con objeto de unir los extremos usando un eslabón desmontable llamado "candado". Por eso se debe redondear el resultado de la longitud de la cadena hasta el siguiente número par.



Imagen 2.3: Tipos de eslabones de los extremos de la cadena.

Como se ve en los valores hallados la tensión de la cadena (340,9Kg) es mucho menor que la tensión a la rotura de la misma (2700Kg) y el valor de la tensión en las articulaciones ($167,211 \text{ daN/cm}^2$) también es muy reducido, aunque se salga nuevamente de los valores gráfico de la tabla IV debido a la alta velocidad de la cadena, no a la tensión. Hay que tener en cuenta que la cadena seleccionada es de acero tratado SAE 1045, y no de acero inoxidable. Este grafico es mostrado para que se pueda comprobar que los valores de tensión en la cadena son totalmente normales, aunque no sirva para el tipo de cadena que se ha elegido.

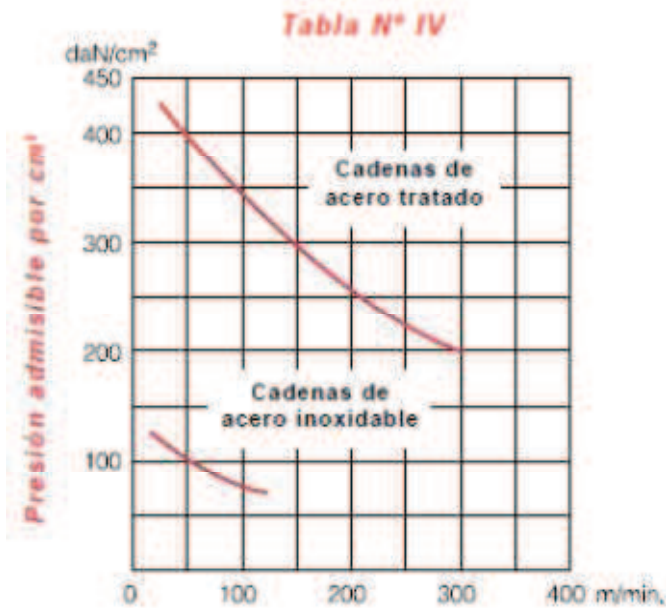


Tabla 2.10: Presiones admisibles para las cadenas industriales.

Como se puede observar no se consideran velocidades de cadena tan altas como la que se usará en el Kart. Esto se debe, al igual que en el gráfico para la elección de la cadena, a que son gráficos para elección de cadenas para uso industrial, con una vida útil muy amplia o casi infinita, al contrario que las cadenas para vehículos, como la cadena seleccionada, que suelen tener una vida útil de unos 20.000 Km del vehículo. Por eso no se consideran velocidades tan altas tanto en r.p.m. del piñón como m/min de la cadena. Por todo lo dicho diremos que la cadena seleccionada es válida para el vehículo y sus prestaciones.

De este modo se selecciona la cadena de rodillos:

Cadena de rodillos ISO 530-104 5/8 R10,16 B9,4 de Acero SAE 1045 55HC

El primer número es el paso propiamente dicho, la distancia entre los centros de los pasadores. Los dos últimos números se refieren a la anchura de la cadena, concretamente a la distancia entre las dos placas interiores del eslabón. El número que va después se refiere a la cantidad de pasos o eslabones que formarán la cadena.

2.3.- Diseño y cálculo del eje trasero

En este apartado se dimensionará el eje trasero basándose en los casos más desfavorables de esfuerzos y tensiones en los que se puede ver afectado. Estos casos son los siguientes:

3. Máxima tracción
4. Máxima frenada

Una vez estudiados los casos más críticos y seleccionado un diámetro de eje se procederá a seleccionar los rodamientos correspondientes a cada punto de apoyo de este eje con el chasis.

Para ello primero calcularemos las sollicitaciones que sufre durante el arranque del vehículo en primera velocidad.

2.3.1.- Cálculo del reparto de cargas sobre el vehículo

En este apartado se calcularán los repartos de cargas para las situaciones de máxima aceleración y máxima frenada como se acaba de comentar.

Para poder calcular el reparto de cargas en dichas situaciones primero se debe calcular el reparto en estado estático del vehículo.

2.3.1.1.- Determinación del centro de masas

El primer paso será hallar el centro de masas del vehículo. Para ello, conocido el peso y lugar del centro de masa de cada componente, se usará la fórmula para la determinación del centro de masas:

$$\mathbf{r}_{cm} = \frac{\sum_i m_i \mathbf{r}_i}{\sum_i m_i} = \frac{1}{M} \sum_i m_i \mathbf{r}_i$$

		Peso (Kg)	X _{cm} (mm)	Z _{cm} (mm)
Chasis	Antivuelco	7,17	680	425
	Barras frontales (40x4,5mm)	12,56	1590	80
	Barras traseras (40x2mm)	15,71	690	50
Motor		70	480	300
Transmisión		40	480	230
Complementos (deposito, ruedas, eje, Tara, etc...)		25	900	200
Piloto		80	900	400

Tabla 2.11: Distribución y peso de los elementos del vehículo.

Se calcula primero el centro de masas del chasis:

$$X_{cm}(\text{Chasis}) = \frac{12,56 \cdot 1590 + 15,71 \cdot 690 + 7,17 \cdot 680}{12,56 + 15,71 + 7,17} = 995,78 \text{ mm}$$

$$Z_{cm}(\text{Chasis}) = \frac{12,56 \cdot 80 + 15,67 \cdot 50 + 7,17 \cdot 425}{12,56 + 15,71 + 7,17} = 146,74 \text{ mm}$$

Después el del propio vehículo:

$$X_{cm}(\text{Kart}) = \frac{36,691 \cdot 995,78 + 70 \cdot 480 + 40 \cdot 480 + 25 \cdot 900 + 80 \cdot 900}{36,691 + 70 + 40 + 25 + 80} = 730,4 \text{ mm}$$

$$Z_{cm}(\text{Kart}) = \frac{36,691 \cdot 146,74 + 70 \cdot 300 + 40 \cdot 230 + 25 \cdot 200 + 80 \cdot 400}{36,691 + 70 + 40 + 25 + 80} = 288,38 \text{ mm}$$

2.3.1.2.- Reparto de cargas (estudio estático)

Ahora se puede proceder al estudio estático del reparto de cargas del vehículo. Los cálculos se realizan siguiendo el siguiente croquis.

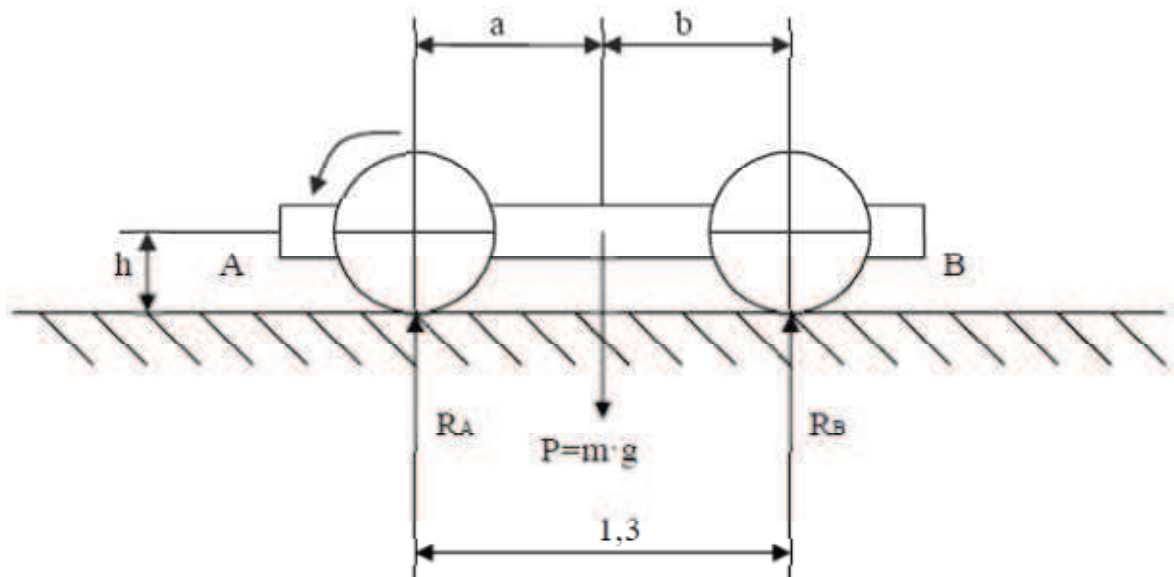


Imagen 2.4: Reparto de cargas estáticas del vehículo.

Donde:

Distancia entre ejes= 1300 mm

$a = 1500 - 730,4 = 769,6 \text{ mm}$

$b = 730,4 - 200 = 530,4 \text{ mm}$

$$Q = \text{peso} + \text{tara} = 170 + 80 = 250 \text{ kg}$$

$$P = Q \cdot g = 250 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = \mathbf{2452,5 \text{ N}}$$

Cogiendo momentos respecto el punto A: (sentido horario positivo)

$$P \cdot a - R_B \cdot 1300 = 0$$

$$R_B = (P \cdot a) / l = (2452 \cdot 769,6) / 1300 = \mathbf{1451 \text{ N}}$$

$$R_A = P - R_B = 2452 - 1451 = \mathbf{1001 \text{ N}}$$

Reparto de pesos estáticos en los ejes:

$$\text{eje anterior: } (1001/2452) \cdot 100 = 40,8\%$$

$$\text{eje posterior: } (1451/2452) \cdot 100 = 59,2\%$$

2.3.1.3.- Reparto de cargas en el arranque (Máxima tracción)

Al frenar o arrancar un vehículo aparece una fuerza de inercia que se opone a la fuerza que tiende a poner en movimiento o a detener el vehículo y modifica la carga sobre los ejes.

Al arrancar un vehículo la fuerza de inercia I origina que sobre el eje posterior gravite más carga que cuando el vehículo está parado. Lo contrario sucede sobre el eje anterior, dado que el peso que se traspa sobre el eje posterior reduce el que gravite sobre el eje anterior. Por lo tanto, si las cargas sobre el vehículo parado son las siguientes:

$$\text{eje anterior: } R_A = 1001 \text{ N}$$

$$\text{eje posterior: } R_B = 1451 \text{ N}$$

En el momento de arrancar estas cargas se transforman en unas diferentes, R'_A y R'_B .

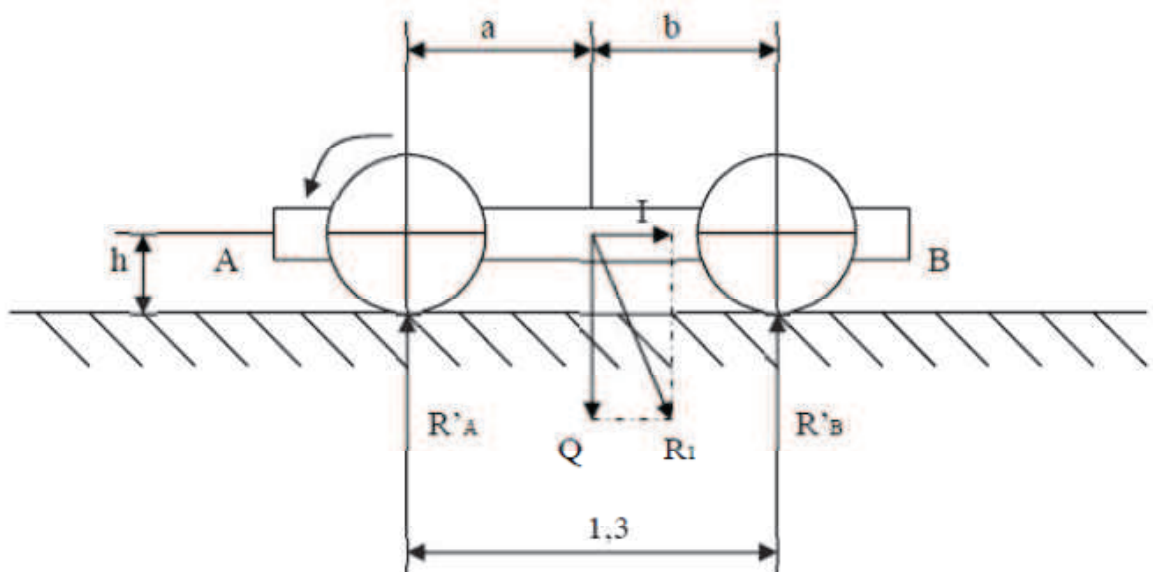


Imagen 2.5: Reparto de cargas en máxima tracción del vehículo

$$\Sigma M_A = 0$$

$$4. \quad R'_B \cdot 1300 + (2452,5 \cdot 769,6) + I \cdot 288,3 = 0$$

$$- \quad 1300 R'_B + 1887444 + 288,3 \cdot I = 0$$

$$R'_B = R_B + 0,2218 \cdot I$$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$R'_A \cdot 1300 - (2452,5 \cdot 530,4) + 288,3 \cdot I = 0$$

$$R'_A = R_A - 0,2218 \cdot I$$

El eje posterior sufre un incremento de carga ($0,2218 \cdot I$) respecto a la del vehículo parado, y el eje delantero queda descargado con el mismo peso.

•Determinación del esfuerzo de inercia.

El esfuerzo tangencial en las ruedas motrices viene dado por la expresión:

$$T = (2 \cdot \rho / r_c \cdot r_d \cdot D) \cdot M_m$$

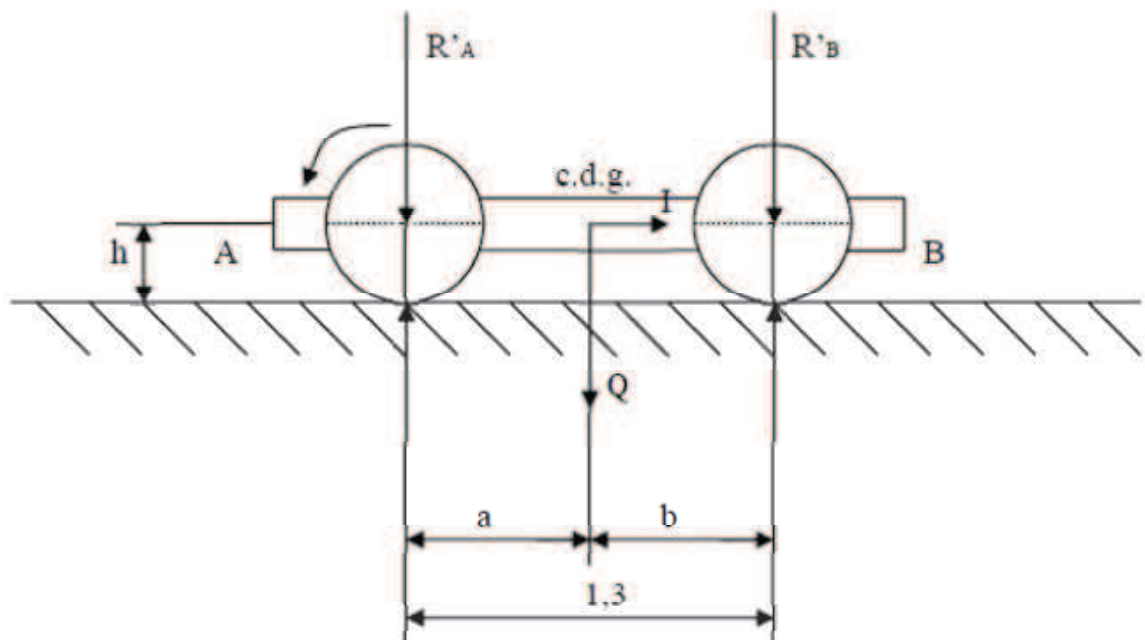


Imagen 2.6: Representación de las fuerzas de inercia durante el arranque.

Cogiendo momentos respecto del c.d.g.: (sentido horario positivo)

$$R'_B \cdot 530,4 - 288,3 \cdot T - R'_A \cdot 769,6 = 0 \quad R'_A = Q - R'_B$$

$$530,4 \cdot R'B - 288,3 \cdot T - (Q - R'B) \cdot 769,6 = 0$$

$$R'B = 1451 + 0,2218 \cdot T$$

$$R'B = RB + 0,2218 \cdot T$$

$$R'A = RA - 0,2218 \cdot T$$

Si se comparan los resultados obtenidos con los obtenidos anteriormente de R'A y R'B se deduce:

$$R'B = RB + 0,2218 \cdot I$$

$$R'B = R'B + 0,2218 \cdot T$$

$$R'A = RA - 0,2218 \cdot I$$

$$R'A = R'A - 0,2218 \cdot T$$

$$I = T$$

$$R'B = RB + 0,2218 \cdot (2 \cdot \rho \cdot Mm) / (rc \cdot rd \cdot D)$$

$$R'A = R'A - 0,2218 \cdot (2 \cdot \rho \cdot Mm) / (rc \cdot rd \cdot D)$$

La fuerza de inercia será más grande cuando las reducciones de la caja de cambio sean mayores y cuando mayor sea el par motor.

Aplicando todo lo expuesto se deduce que el reparto de cargas en el momento de arrancar en primera velocidad y con el máximo par motor será el que se expone a continuación:

$$RA = 1001 \text{ N}$$

$$RB = 1451 \text{ N}$$

$$Mm = 6.014 \text{ kg} \cdot \text{m} = 58997 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$rc = 34/12$$

$$rd = 52/13$$

$$D = 292,1$$

$$\rho = 0,85$$

$$R'B = 1451 + 0,2218 \cdot [(2 \cdot 0,85 \cdot 58997) / (\cdot 12/34 \cdot 13/52 \cdot 292,1)] = \mathbf{2315 \text{ N}}$$

$$R'A = 1001 - 0,2218 \cdot [(2 \cdot 0,85 \cdot 58997) / (\cdot 12/34 \cdot 13/52 \cdot 292,1)] = 131 \text{ N}$$

El reparto de pesos en los ejes será:

eje anterior: $(131/2452) \cdot 100 = \mathbf{5,61\%}$

eje posterior: $(2315/2452) \cdot 100 = \mathbf{94,39\%}$

2.3.1.4.- Reparto de cargas en la frenada

En este caso la fuerza de inercia actúa en sentido contrario al explicado anteriormente, y por lo tanto se produce un incremento de carga en el eje anterior respecto a cuando el vehículo se encuentra parado, y lo contrario sucede para el eje posterior.

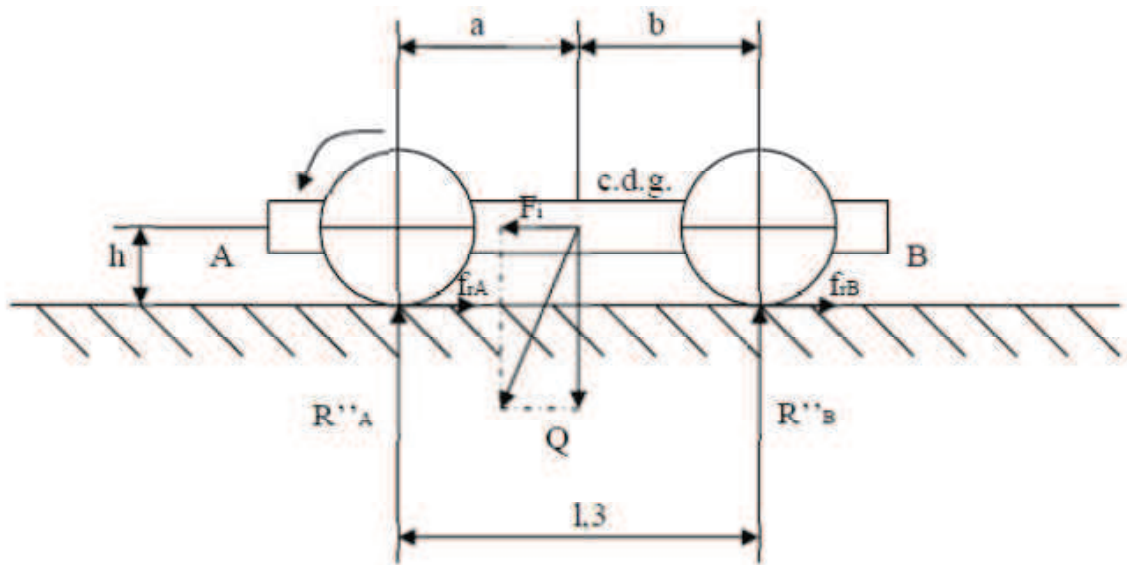


Imagen 2.7: Representación del reparto de cargas en máxima frenada.

$$\sum M_A = 0$$

$$- I \cdot 288,3 + Q \cdot 769,6 - R''B \cdot 1300 = 0$$

$$1300 \cdot R''B = 769,6 \cdot 2452,5 - 288,3 \cdot I$$

$$R''B = RB - 0,2218 \cdot I$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R''A \cdot 1300 - 288,3 \cdot I - 530,4 \cdot Q = 0$$

$$R''A = RA + 0,2218 I$$

- Determinación del esfuerzo de inercia I debido al peso del vehículo (peso + tara).

Ecuación de un movimiento uniforme retardado:

$$v = v_0 - J \cdot t$$

Siendo:

v : velocidad final

v_0 : velocidad final

J: deceleración

t: tiempo que tarda en pararse el vehículo

En la detención de un vehículo se verifica:

$$v=0$$

$$v_0 = J \cdot t$$

$$J = v_0 / t$$

El valor de la fuerza de inercia en función de la deceleración y de la carga es:

$$I = (Q / g) \cdot J$$

El reparto de cargas en el momento de la frenada es:

$$R''A = RA + 0,2218 \cdot I = RA + 0,2218 \cdot Q/g \cdot J$$

$$R''B = RB - 0,2218 \cdot I = RB - 0,2218 \cdot Q/g \cdot J$$

Para el estudio se supondrá una deceleración de $J = 19.62 \text{ m/s}^2$.

$$R''A = 1001 + 0,2218 \cdot (2452 / 9,81) \cdot 19,62 = \mathbf{2088 \text{ N}}$$

$$R''B = 1451 - 0,2218 \cdot (2452 / 9,81) \cdot 19,62 = \mathbf{364 \text{ N}}$$

De esta forma, por ejemplo cuando el vehículo circule a su velocidad máxima que es, aproximadamente, de $152 \text{ km/h} \equiv 42.15 \text{ m/s}$ tardará en pararse con un coeficiente medio $\mu = 0.02$:

$$J = v_0 / t$$

$$t = v_0 / J$$

$$t = 42,15 / 19.62 = \mathbf{2,15 \text{ s}}$$

Este dato no será cierto al 100% debido a que la deceleración no será continua durante toda la frenada, pero sirve para hacerse una idea aproximada de lo que tardará el vehículo en parar totalmente.

También se podría haber obtenido el reparto de cargas basándonos en otro razonamiento, igual de válido:

$$P = \text{tara} + \text{peso} = 250 \text{ kg}$$

$$\delta_{\text{máx}} = 19.62 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Fuerza de inercia: } F_i = m \cdot \delta = 4905 \text{ N}$$

$$\sum MA = 0$$

$$P \cdot a - F_i \cdot h - R''B \cdot I = 0$$

$$R''B = 982 \text{ N}$$

$$R''A = 784 \text{ N}$$

El reparto de pesos en los ejes será:

$$\text{eje anterior:} \quad (2088/2452) \cdot 100 = 85.16\%$$

$$\text{eje posterior:} \quad (364/2452) \cdot 100 = 14.84\%$$

2.3.2.- Cálculo de las fuerzas sobre el eje

En este apartado se calcularán las sollicitaciones que sufre el eje durante el arranque del vehículo en primera velocidad. Por los resultados obtenidos al calcular el reparto de cargas sobre los ejes se decide estudiar los momentos y fuerzas que sufrirá el eje en máxima tracción ya que esta es la situación en la que mayores esfuerzos se encontrarán el eje trasero. Por eso se deben calcular primero las fuerzas que soportará el eje debidas a las tensiones en la cadena y los neumáticos en ese momento.

Estas fuerzas, crearán tanto momentos flectores como torsores. El momento torsor creado, será constante en todo el eje, mientras que el flector, se descompondrá en dos momentos, dependiendo de la fuerza y del plano en el que esté situada esa fuerza que lo crea.

Según los cálculos anteriores en el momento de arrancar en primera velocidad y con el par máximo del motor el reparto de carga en el eje posterior es de $R'B = 2315 \text{ N}$ lo que significa que a cada apoyo del chasis le corresponden:

$$R'B = RB + RC + RD + RE$$

Por ser simétrico:

$$RB = RC = RD = RE = 578,75 \text{ N}$$

Par eje tractor:

$$\text{Meje tractor} = M_{\text{motor}} \cdot r_{\text{cambio}} \cdot r_{\text{cadena}} \cdot \eta_{\text{motor}}$$

Suponiendo un rendimiento de la transmisión:

$$\eta = 0,85$$

$$\text{Meje tractor} = 6,014 \cdot 34/12 \cdot 52/13 \cdot 0,85 = 68,15 \text{ kg} \cdot \text{m} = 668551 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Par neto que recibe cada rueda:

$$M_{\text{rueda}} = \frac{1}{2} \cdot \text{Meje} = 334275,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El esfuerzo tangencial de cada rueda motriz será:

$$M_{\text{rueda}} = T_{\text{rueda}} \cdot r_{\text{rueda}}$$

$$r_{\text{rueda}} = d_{\text{rueda}} / 2 = 292,1 / 2 = \mathbf{146,05 \text{ mm}}$$

$$T_{\text{rueda}} = M_{\text{rueda}} / r_{\text{rueda}}$$

$$T_{\text{rueda}} = 334275,5 / 146,05 = \mathbf{2289 \text{ N}}$$

El momento del eje tractor corresponde al momento torsor que será constante en todo el eje, lo que significa que:

$$M_{\text{eje tractor}} \equiv M_{t2} = \mathbf{668551 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

A continuación se procederá al cálculo de las sollicitaciones que recibe el eje posterior debido a la transmisión por cadena de rodillos simples:

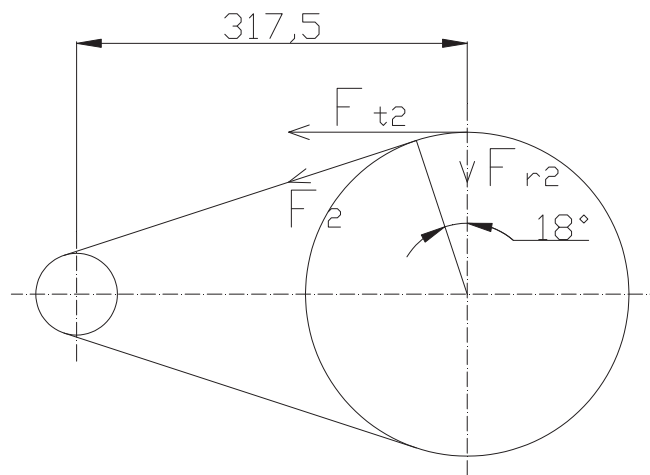


Imagen 2.8: Esfuerzos tangenciales y radiales provenientes de la tensión en la cadena.

El diámetro primitivo de la corona situada sobre el eje posterior así como el del piñón de salida del motor son:

$$d_{p2} = \mathbf{262,92 \text{ mm}}$$

$$d_{p1} = \mathbf{66,335 \text{ mm}}$$

El ángulo de abrazamiento de las dos circunferencias primitivas correspondientes a la corona y al piñón es:

$$\beta = \mathbf{18^\circ}$$

$$M_{t2} = F_{t2} \cdot r_2 = F_{t2} \cdot d_{p2}/2$$

$$F_{t2} = 2 \cdot (M_{t2} / d_{p2})$$

$$F_{t2} = 2 \cdot (668551 / 262,92) = \mathbf{5085 \text{ N}}$$

$$\operatorname{tg} \beta = F_{r2} / F_{t2}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 5085 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ$$

$$\mathbf{F_{r2} = 1652 \text{ N}}$$

Seguidamente se calculará el esfuerzo resistente que actúa en sentido opuesto al motriz calculado anteriormente.

El valor de la fuerza de adherencia en las ruedas motrices es:

$$\mathbf{F_{adh} = \mu_a \cdot Q}$$

El coeficiente de adherencia es un número abstracto que se determina experimentalmente, dado que depende de la naturaleza del terreno y del estado de los neumáticos.

La tabla siguiente corresponde a vehículos con neumáticos en buen estado:

Naturaleza del suelo	Coeficiente de adherencia (μ_a)
Carretera de cemento	0,8
Empedrado seco	0,7
Asfalto seco	0,6 ÷ 0,75
Carretera húmeda	0,3 ÷ 0,4
Carretera mojada	0,25

Tabla 2.12: Coeficientes de adherencia según el tipo de terreno

Como el vehículo que se desea construir está diseñado para su funcionamiento en circuito, y por tanto en asfalto de buena adherencia, se harán los cálculos con un coeficiente $\mu_a = 0,75$. Como se ha visto anteriormente, el peso sobre el eje trasero, las ruedas traseras, es de 2315 N en el momento del arranque a máxima tracción, que es el que interesa calcular.

Así se obtienen los siguientes valores de adherencia en los neumáticos traseros:

$$\mathbf{F_{adh/Ruedas} = 0,75 \cdot 2315 = 1736 \text{ N}}$$

$$\mathbf{F_{adh/rueda} = 1736/2 = 868 \text{ N}}$$

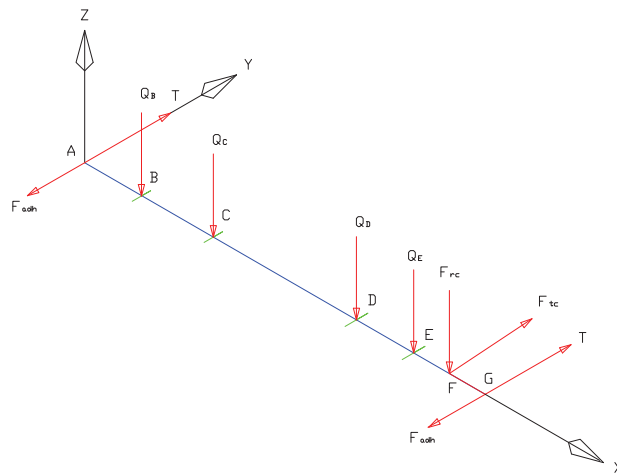
2.3.3.- Cálculo de los momentos y las reacciones en el eje

Una vez obtenidas las reacciones que actuarán sobre el eje trasero se puede proceder a calcular los momentos y reacciones en cada una de las secciones donde irá sujeto al chasis

Este apartado estará dividido en dos subapartados. En el primero se calcularán los esfuerzos y momentos de manera manual mediante los métodos de cálculos de vigas hiperestáticas, mientras que en el segundo se comprobará que los valores obtenidos son correctos realizando de nuevo los cálculos con la ayuda del programa de cálculo de elementos finitos Marc-Mentat.

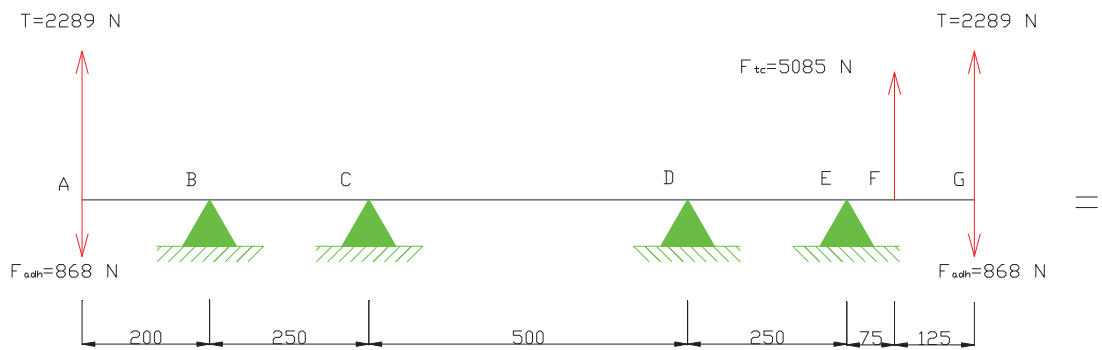
2.3.3.1.- Cálculo manual de las reacciones en el eje

Ahora se calcularán los momentos hiperestáticos que se generan para la viga que se muestra a continuación:

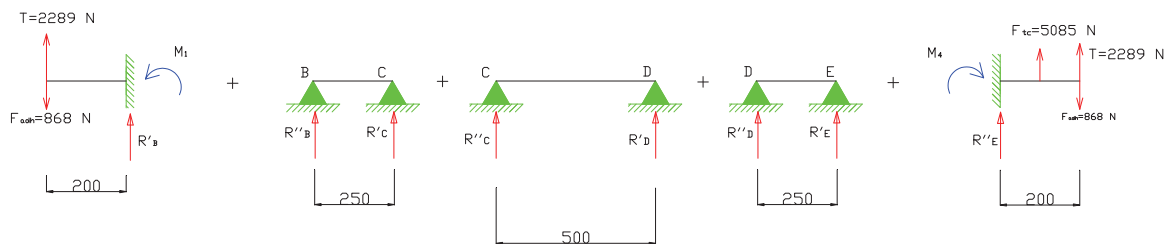


Estudio de las solicitaciones sobre el eje según el plano de trabajo correspondiente al formado por XY (plano XY):

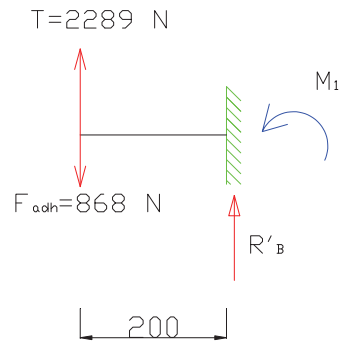
Plano XY



Como solo hay fuerzas en los voladizos de la viga, solo se generarán fuerzas y momentos en los puntos de apoyo exteriores, quedando los interiores sin carga alguna. Debido a la falta de cargas en el interior de este sistema hiperestático, se puede resolver mediante el método de superposición:



Tramo A-B



$$\Sigma F_y = 0$$

$$2289 - 868 + R_B \text{ isos} = 0$$

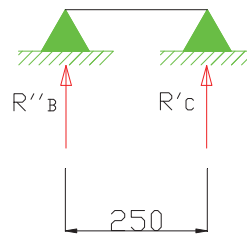
$$R'B = -1421 \text{ N}$$

$$\Sigma M_C = 0 \text{ (sentido horario positivo)}$$

$$868 \cdot 200 - 2289 \cdot 200 + M_1 = 0$$

$$M_1 = 284200 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \left(\boxed{M} \right)$$

Tramo B-C



$$\Sigma F_y = 0$$

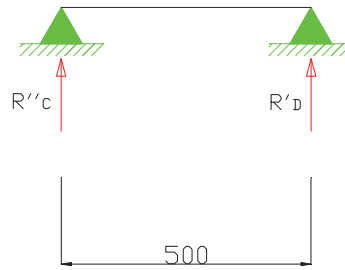
$$R''B + R'C = 0$$

$$\Sigma M_C = 0 \text{ (sentido horario positivo)}$$

$$R'B \cdot 250 = 0$$

$$R''B = R'C = 0 \text{ N}$$

Tramo C-D



$$\Sigma F_y = 0$$

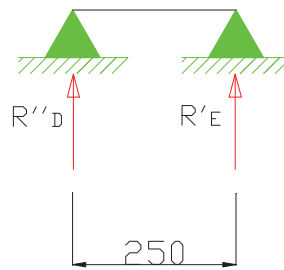
$$R''C + R'D = 0$$

$$\Sigma M_C = 0 \text{ (sentido horario positivo)}$$

$$R'D \cdot 500 = 0$$

$$R'D = R''C = 0 \text{ N}$$

Tramo D-E



$$\Sigma F_y = 0$$

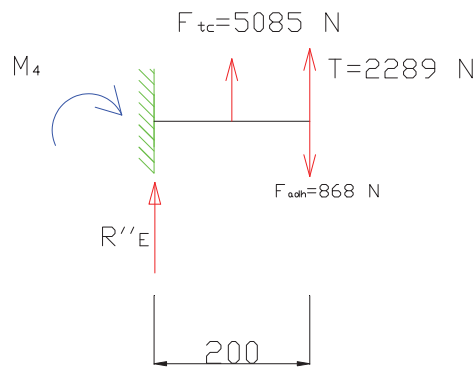
$$R''D + R'E = 0$$

$$\Sigma M_E = 0 \text{ (sentido horario positivo)}$$

$$R''D \cdot 250 = 0$$

$$R''D = R'E = 0 \text{ N}$$

Tramo E-G



$$\Sigma F_y = 0$$

$$2289 - 868 + 5085 + R''E = 0$$

$$R''E = -6506 \text{ N}$$

$$\Sigma M_E = 0 \text{ (sentido horario positivo)}$$

$$868 \cdot 200 - 2289 \cdot 200 - 5085 \cdot 75 + M_4 = 0$$

$$M_4 = 665575 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \left(\boxed{M} \right)$$

Si se suman todo los momentos y las fuerzas, como dicta el método de superposición, se obtienen los momentos y reacciones resultantes de la viga hiperestática:

$$M_1 = 284200 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \left(\boxed{M} \right)$$

$$M_2 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_3 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_4 = 665575 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \left(\boxed{M} \right)$$

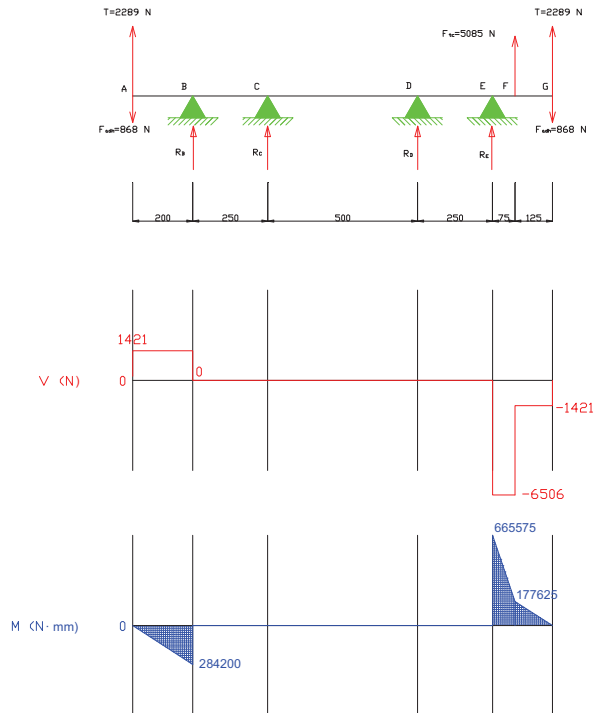
$$R_B = R'_B + R''_B = -1421 \text{ N}$$

$$R_C = R'_C + R''_C = 0 \text{ N}$$

$$R_D = R'_D + R''_D = 0 \text{ N}$$

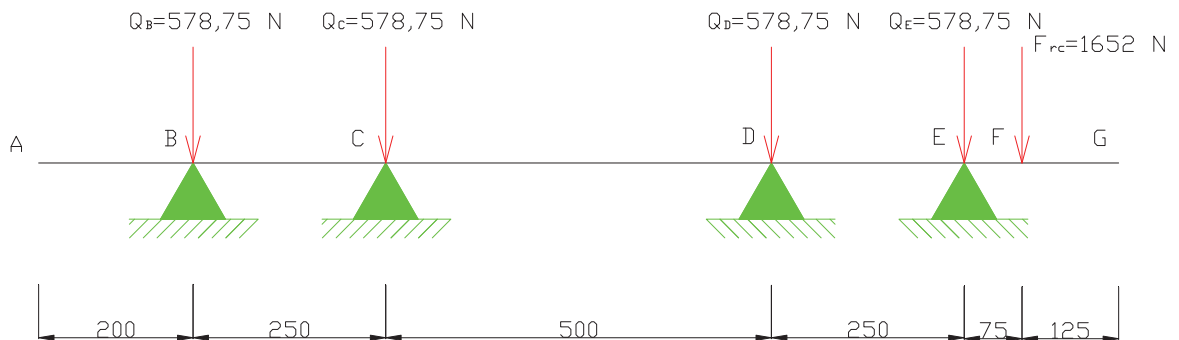
$$R_E = R'_E + R''_E = -6506 \text{ N}$$

Por tanto las reacciones y momentos en el eje XY se representan de la siguiente manera:

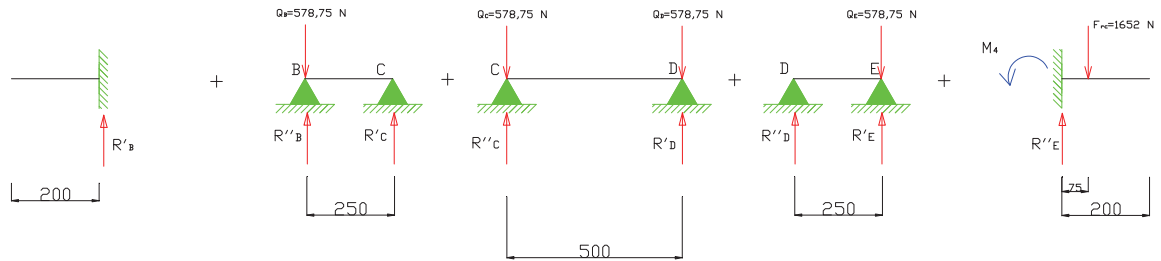


Ahora se calcularán los momentos y reacciones en el eje ZX:

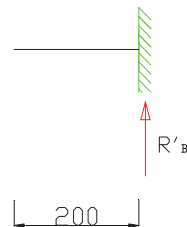
Plano ZX



Al igual que la anterior viga, al no tener fuerzas intercaladas entre las sujeciones se pueden calcular los momentos y reacciones en cada punto por superposición:



Tramo A-B



$$\Sigma F_y = 0$$

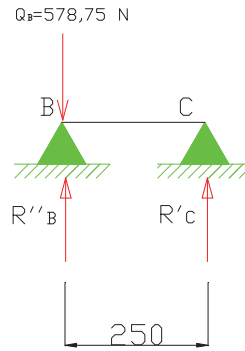
$$R'B \text{ isos} = 0$$

$$R'B = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma M_C = 0 \text{ (sentido horario positivo)}$$

$$M_1 = 0$$

Tramo B-C



$$\Sigma F_y = 0$$

$$-578,75 + R''_B + R'_C = 0$$

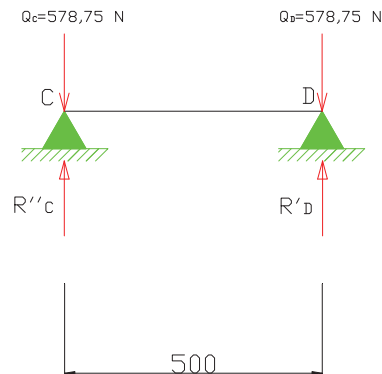
$$\Sigma M_C = 0 \text{ (sentido horario positivo)}$$

$$578,75 \cdot 250 - R''_B \cdot 250 = 0$$

$$R''_B = 578,75 \text{ N}$$

$$R'_C = 0 \text{ N}$$

Tramo C-D



$$\Sigma F_y = 0$$

$$-578,75 + R''_C + R'_D - 578,75 = 0$$

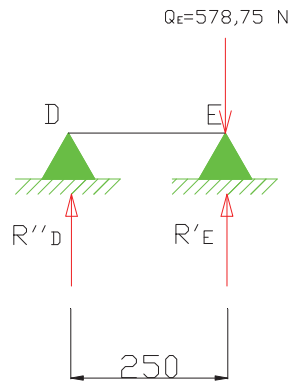
$$\Sigma M_D = 0 \text{ (sentido horario positivo)}$$

$$578,75 \cdot 500 - R''_C \cdot 500 = 0$$

$$R''_C = 578,75 \text{ N}$$

$$R'_D = 578,75 \text{ N}$$

Tramo D-E



$$\Sigma F_y = 0$$

$$-578,75 + R''_D + R'_E = 0$$

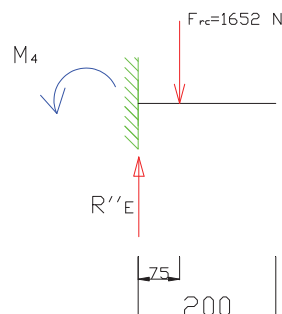
$$\Sigma M_D = 0 \text{ (sentido horario positivo)}$$

$$578,75 \cdot 250 - R'_E \cdot 250 = 0$$

$$R'_E = 578,75 \text{ N}$$

$$R''_D = 0 \text{ N}$$

Tramo E-G



$$\Sigma F_y = 0$$

$$-1652 + R''_E = 0$$

$$R''_E = 1652$$

$$\Sigma M_C = 0 \text{ (sentido horario positivo)}$$

$$1652 \cdot 75 - M_4 = 0$$

$$M_4 = 123900 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \left(\boxed{M} \right)$$

Si se suman todos los momentos y las fuerzas, como dicta el método de superposición, se obtienen los momentos y reacciones resultantes de la viga hiperestática:

$$M_1 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_3 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_4 = 123900 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \left(\begin{array}{c} \boxed{M} \end{array} \right)$$

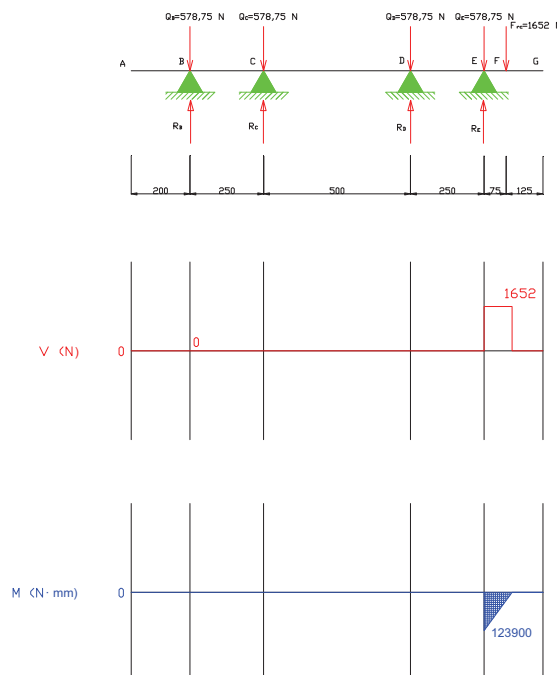
$$R_B = R'_B + R''_B = 578,75 \text{ N}$$

$$R_C = R'_C + R''_C = 578,75 \text{ N}$$

$$R_D = R'_D + R''_D = 578,75 \text{ N}$$

$$R_E = R'_E + R''_E = -2230,75 \text{ N}$$

Los momentos y reacciones a los que está sometido el eje en el plano ZX serán



Una vez obtenidos los momentos resultantes en cada punto crítico del eje en los planos XY y ZX, se procede al cálculo de los momentos flectores y esfuerzos cortantes totales en cada punto:

$$M_B = (M_{1XY}^2 + M_{1ZX}^2)^{1/2} = (284200^2 + 0)^{1/2} = 284200 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_C = (M_{2XY}^2 + M_{2ZX}^2)^{1/2} = (0 + 0)^{1/2} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_D = (M_{3XY}^2 + M_{3ZX}^2)^{1/2} = (0 + 0)^{1/2} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_E = (M_{4XY}^2 + M_{4ZX}^2)^{1/2} = (665575^2 + 123900^2)^{1/2} = 677009 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_F = (M_{5XY}^2 + M_{5ZX}^2)^{1/2} = (177625^2 + 0)^{1/2} = 177625 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$R_B = (R_{BXY}^2 + R_{BZX}^2)^{1/2} = (1421^2 + 578,75^2)^{1/2} = 1534 \text{ N}$$

$$R_C = (R_{CXY}^2 + R_{CZX}^2)^{1/2} = (0^2 + 578,75^2)^{1/2} = 578,75 \text{ N}$$

$$R_D = (R_{DXY}^2 + R_{DZX}^2)^{1/2} = (0^2 + 578,75^2)^{1/2} = 578,75 \text{ N}$$

$$R_E = (R_{EXY}^2 + R_{EZX}^2)^{1/2} = (6506^2 + 2230,75^2)^{1/2} = 6877 \text{ N}$$

2.3.3.2.-Cálculo de las reacciones en el eje mediante Marc Mentat

Aunque se han calculado ya los momentos y reacciones sobre el eje manualmente, se decide hacer un estudio del eje mediante el programa de elementos finitos Marc – Mentat, a fin de demostrar que los cálculos se han realizado correctamente.

Primero se fijan las sujeciones y se aplican las fuerzas como se ha explicado en apartados anteriores.

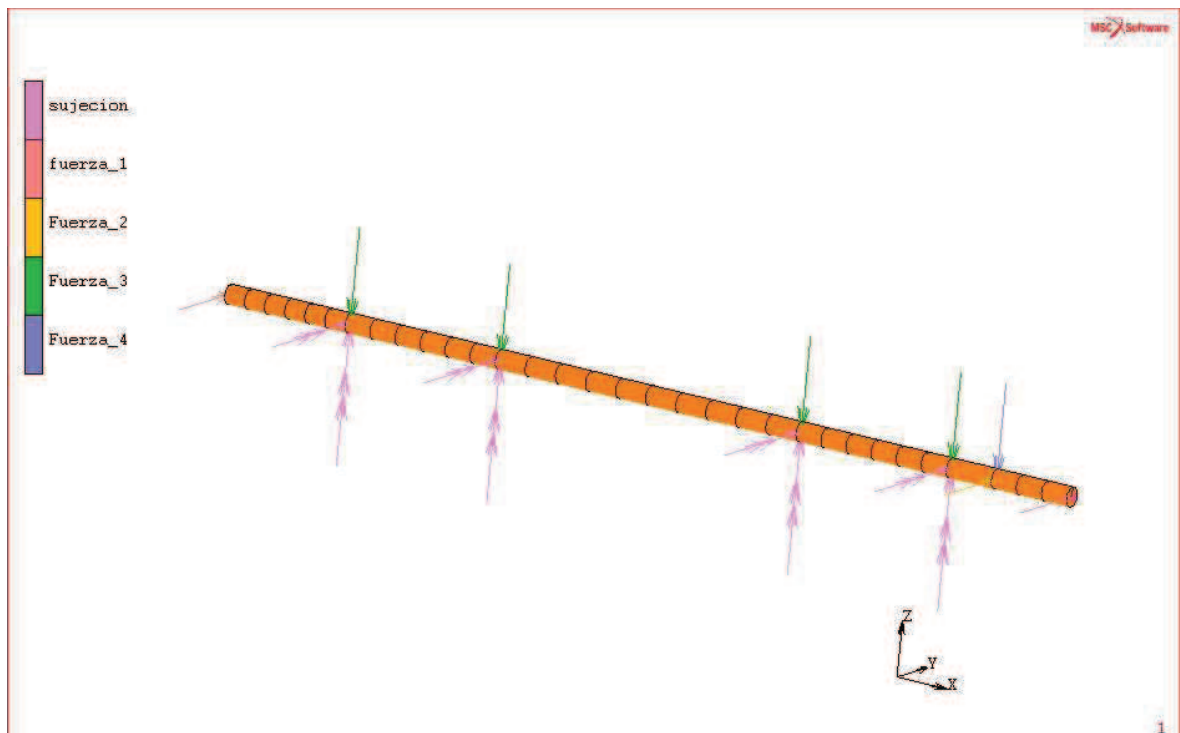


Imagen 2.9: Representación de las fuerzas sobre el eje en el programa Marc-Mentat

Primero se mostrarán los resultados de los momentos y reacciones en el plano XY en cada uno de los puntos de sujeción:

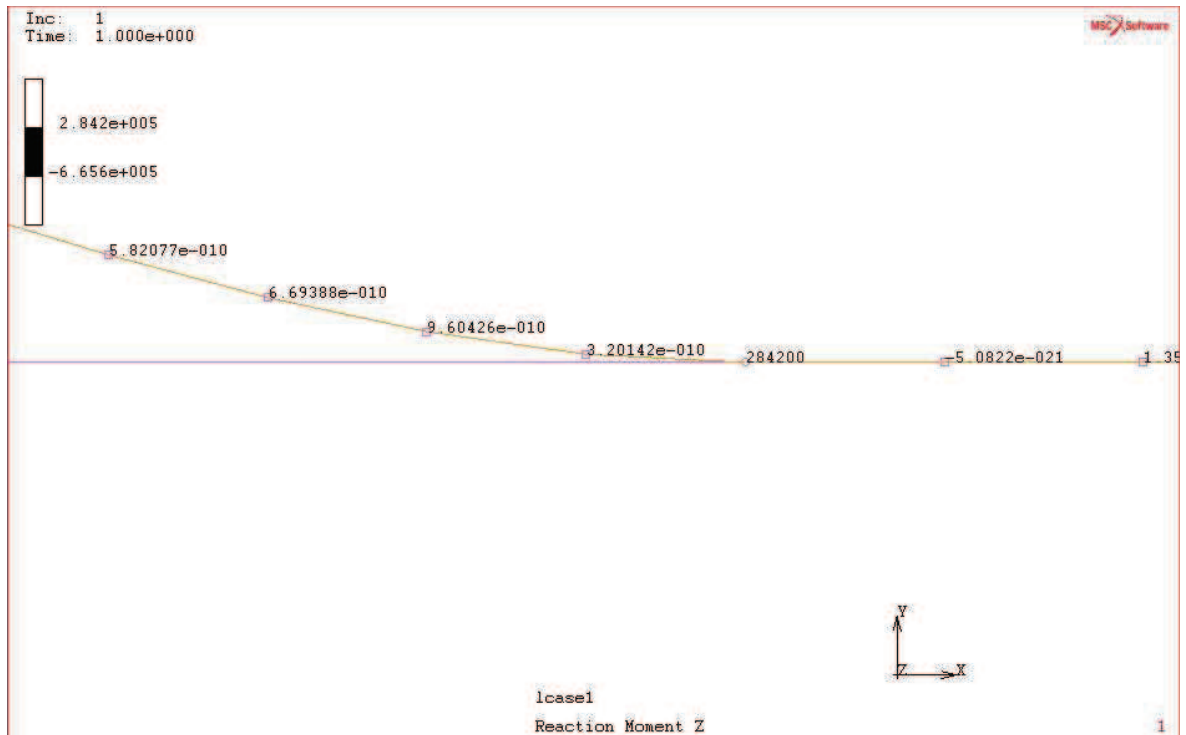


Imagen 2.10: Momento M_1 en B en el eje Z.

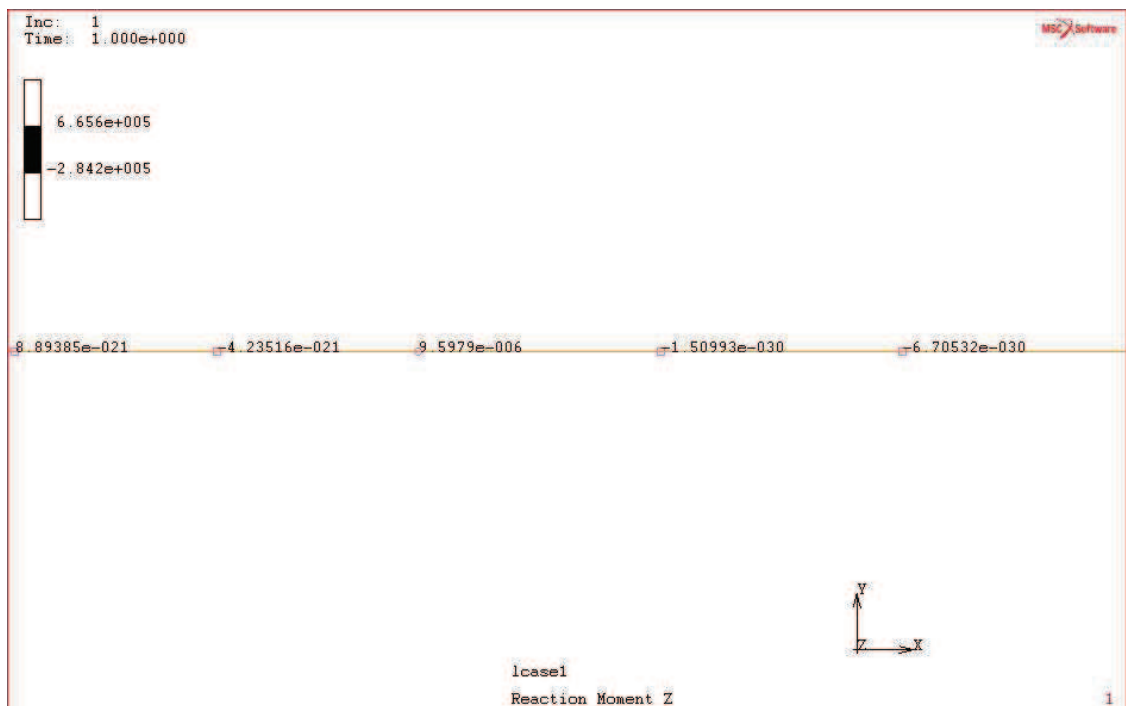


Imagen 2.11: Momento M_2 en C en el eje Z.

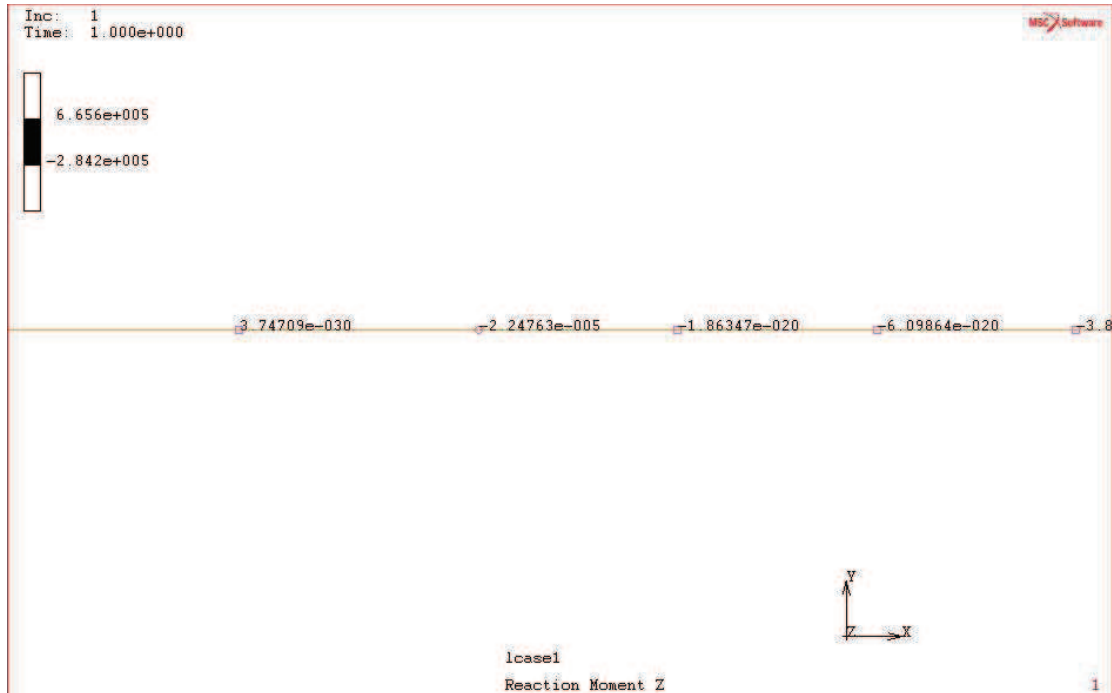


Imagen 2.12: Momento M_3 en D en el eje Z.

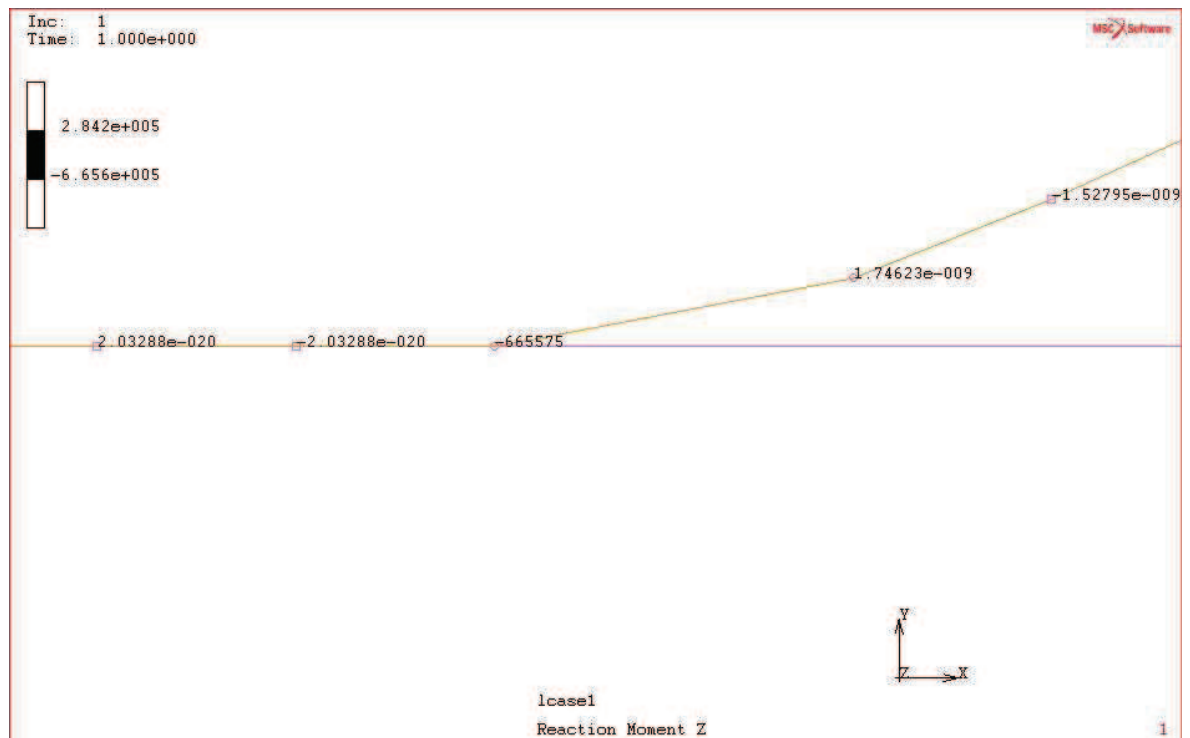


Imagen 2.13: Momento M_4 en E en el eje Z.

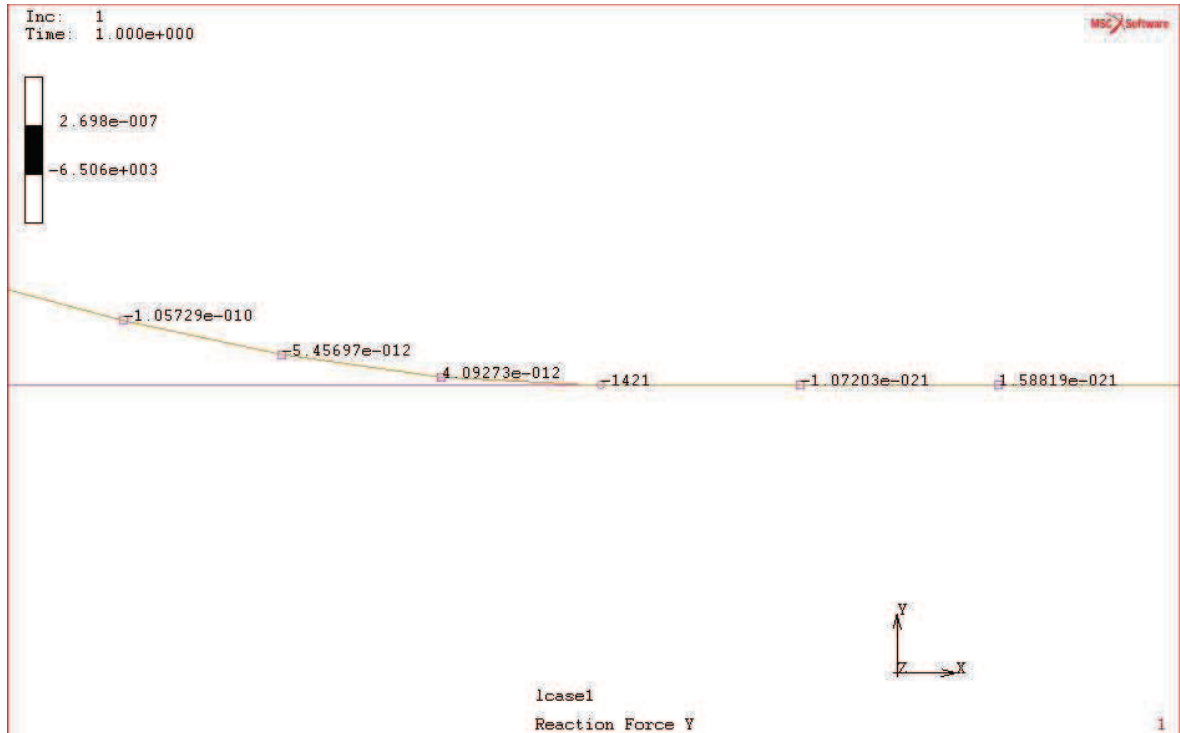


Imagen 2.14: Reacción en B en el eje Y.

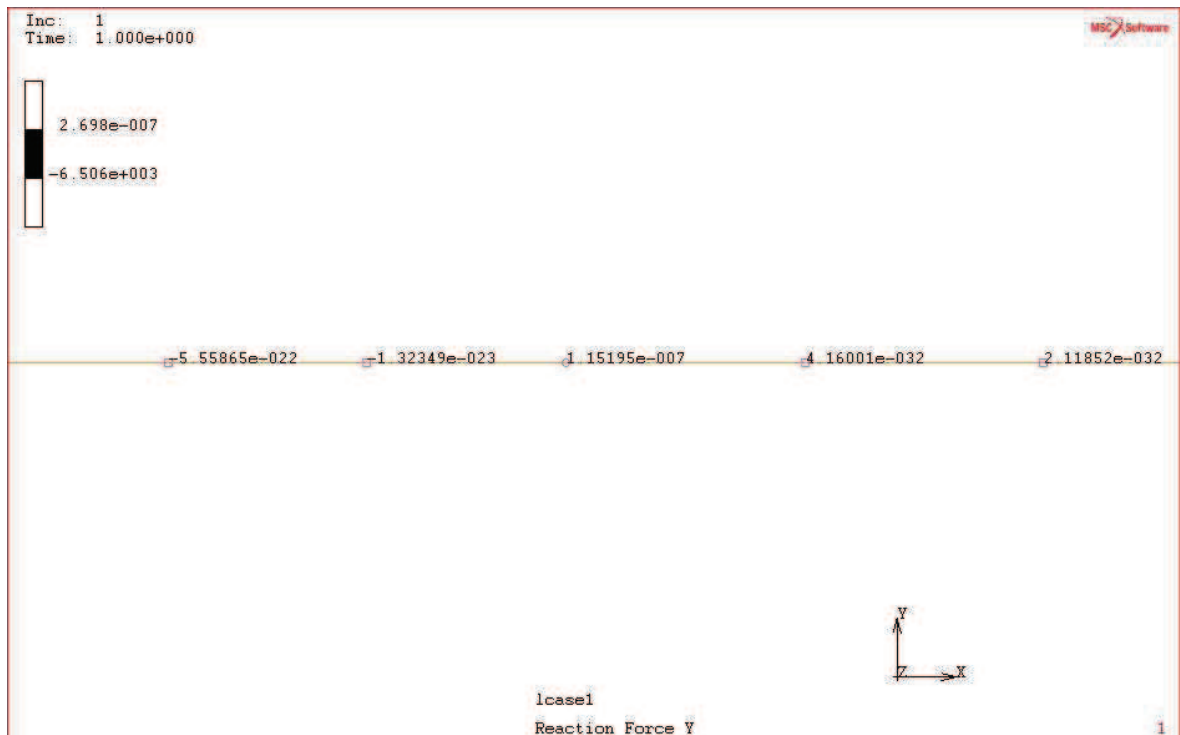


Imagen 2.15: Reacción en C en el eje Y.

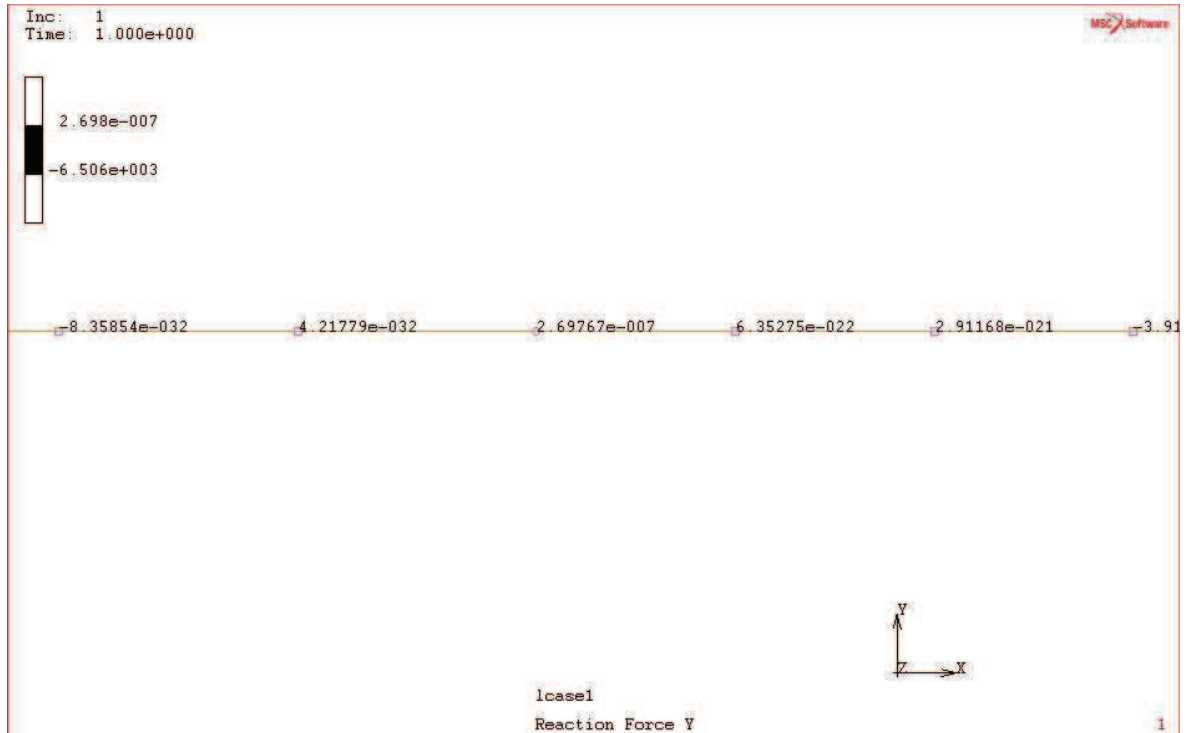


Imagen 2.16: Reacción en D en el eje Y.

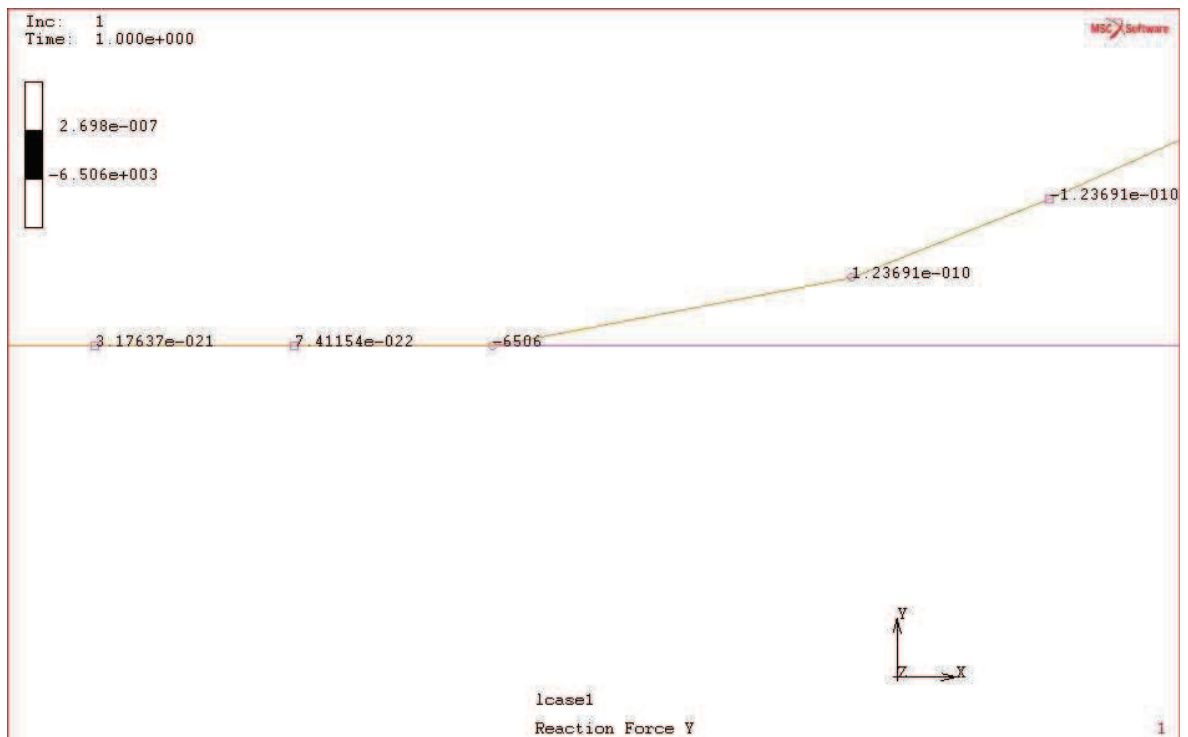


Imagen 2.17: Reacción en E en el eje Y.

Como se puede observar, los momentos y reacciones obtenidas en el análisis de fuerzas con el programa de análisis de elementos finitos y los realizados a mano para el eje XY son exactamente iguales, por lo que los cálculos realizados son correctos.

Ahora se mostrarán los resultados de los momentos y reacciones en el plano XY en cada uno de los puntos de sujeción:

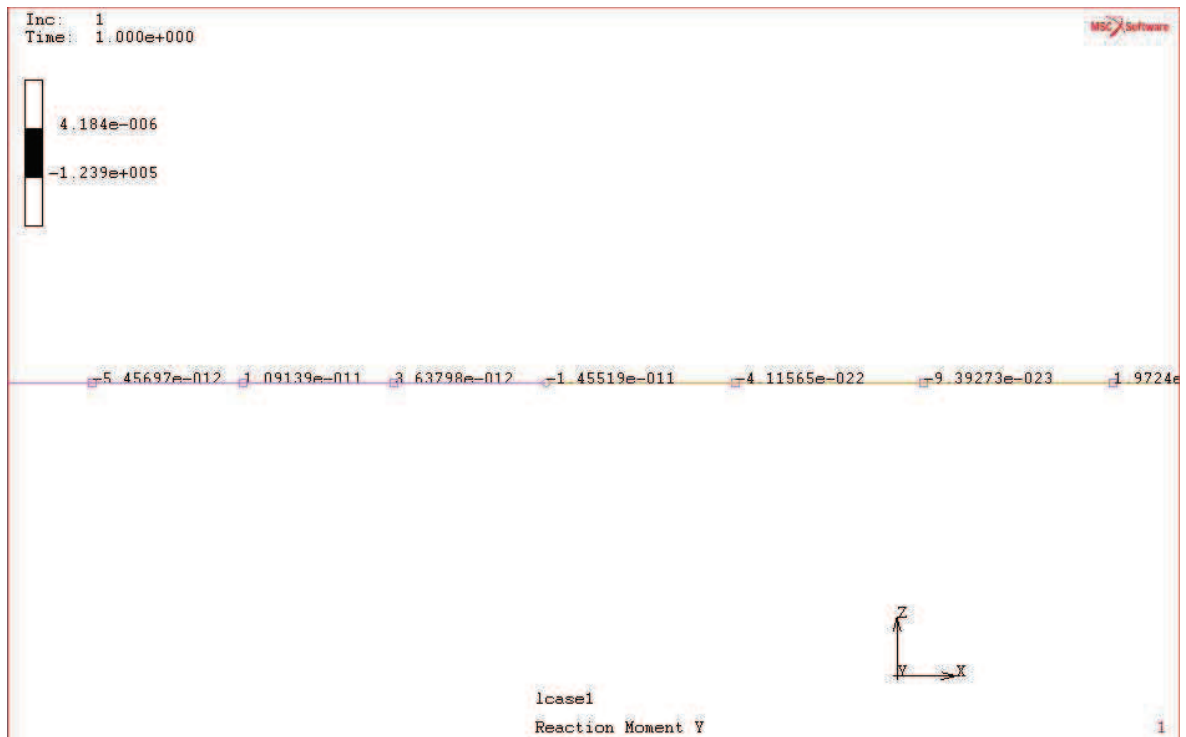


Imagen 2.18: Momento M_1 en B en el eje Y.

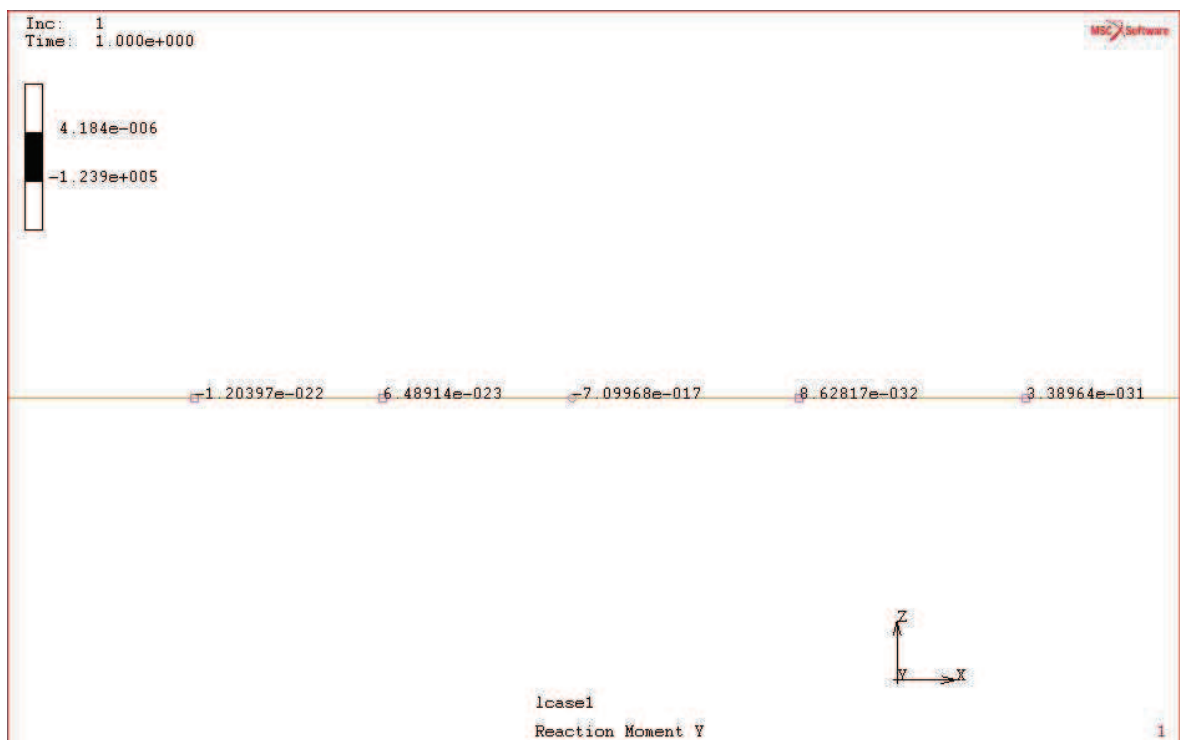


Imagen 2.19: Momento M_2 en C en el eje Y.

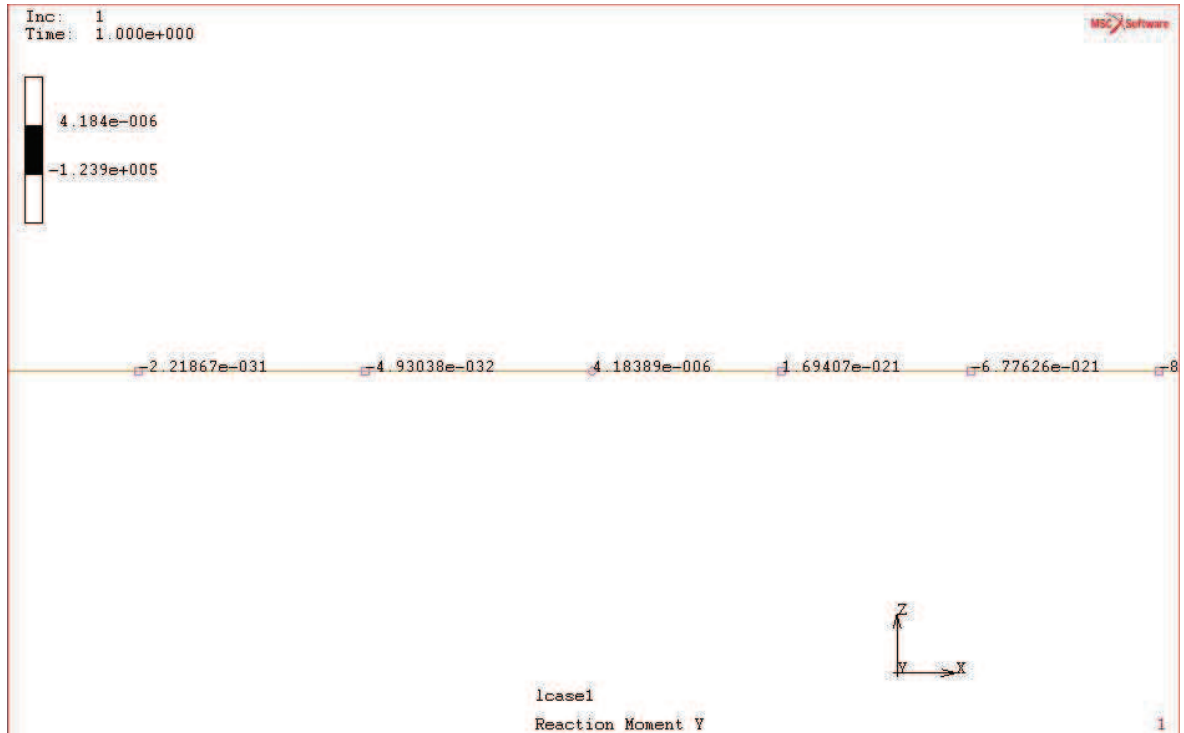


Imagen 2.20: Momento M_3 en D en el eje Y.

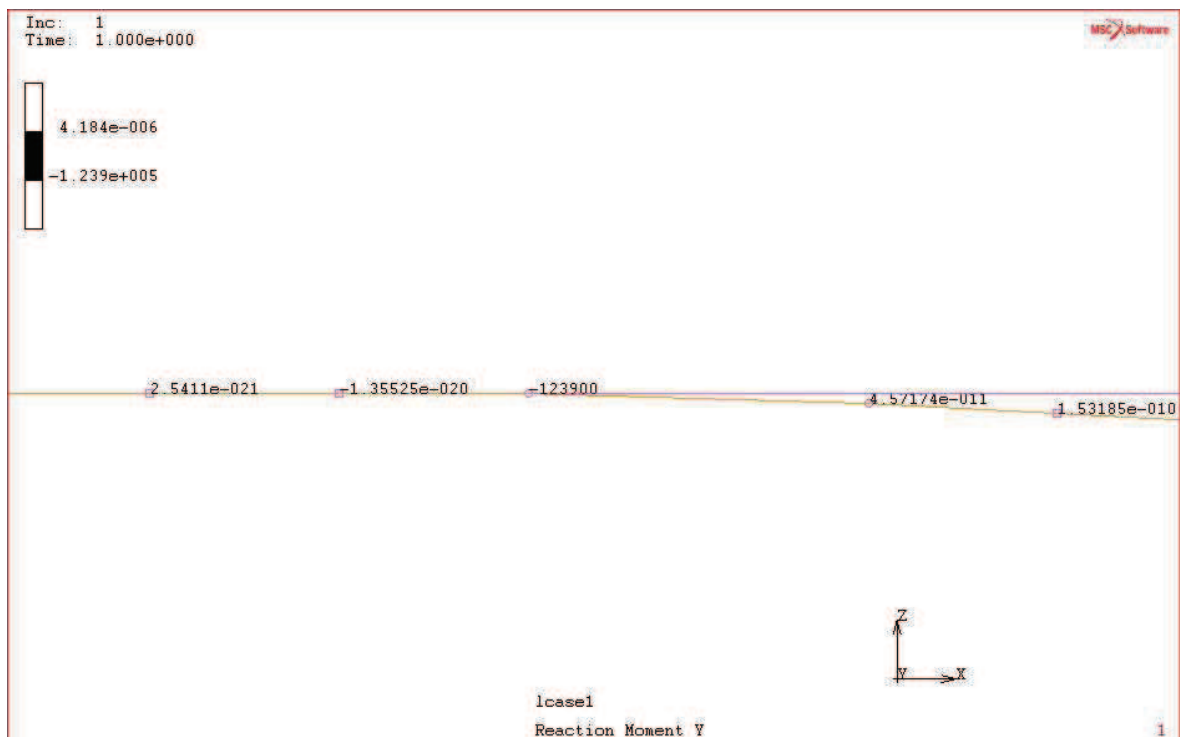


Imagen 2.21: Momento M_4 en E en el eje Y.

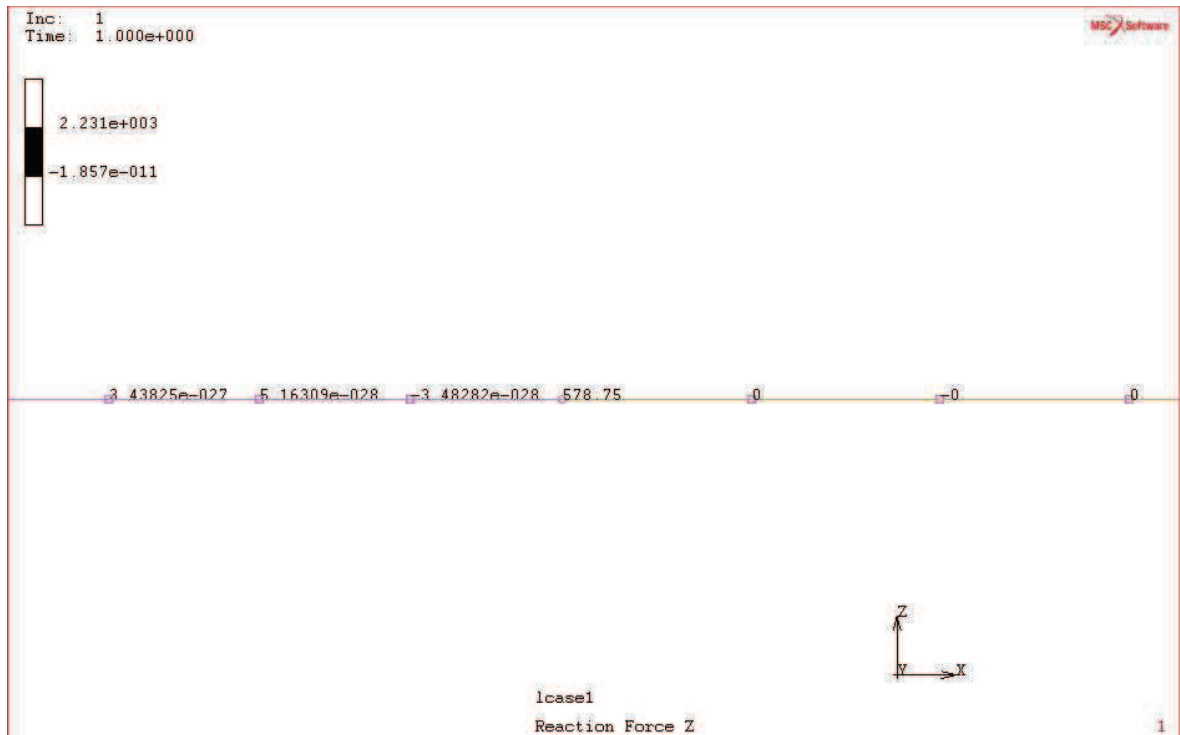


Imagen 2.22: Reacción en B en el eje Z.

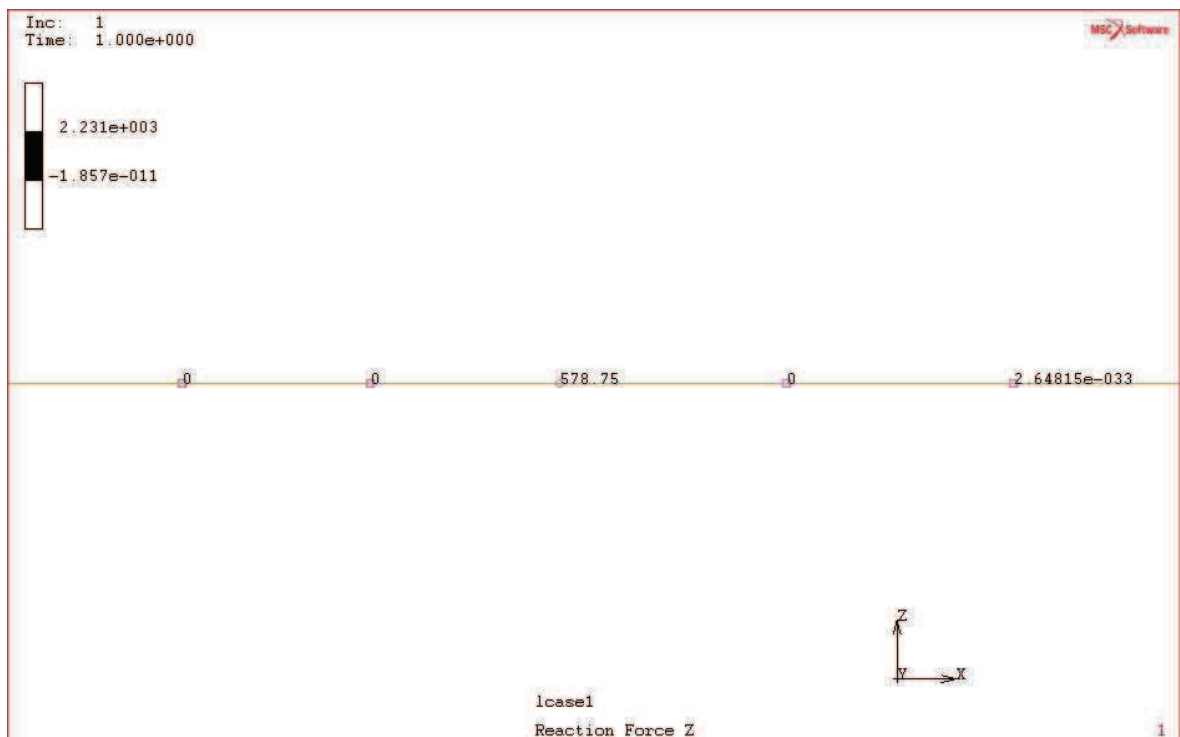


Imagen 2.23: Reacción en C en el eje Z.

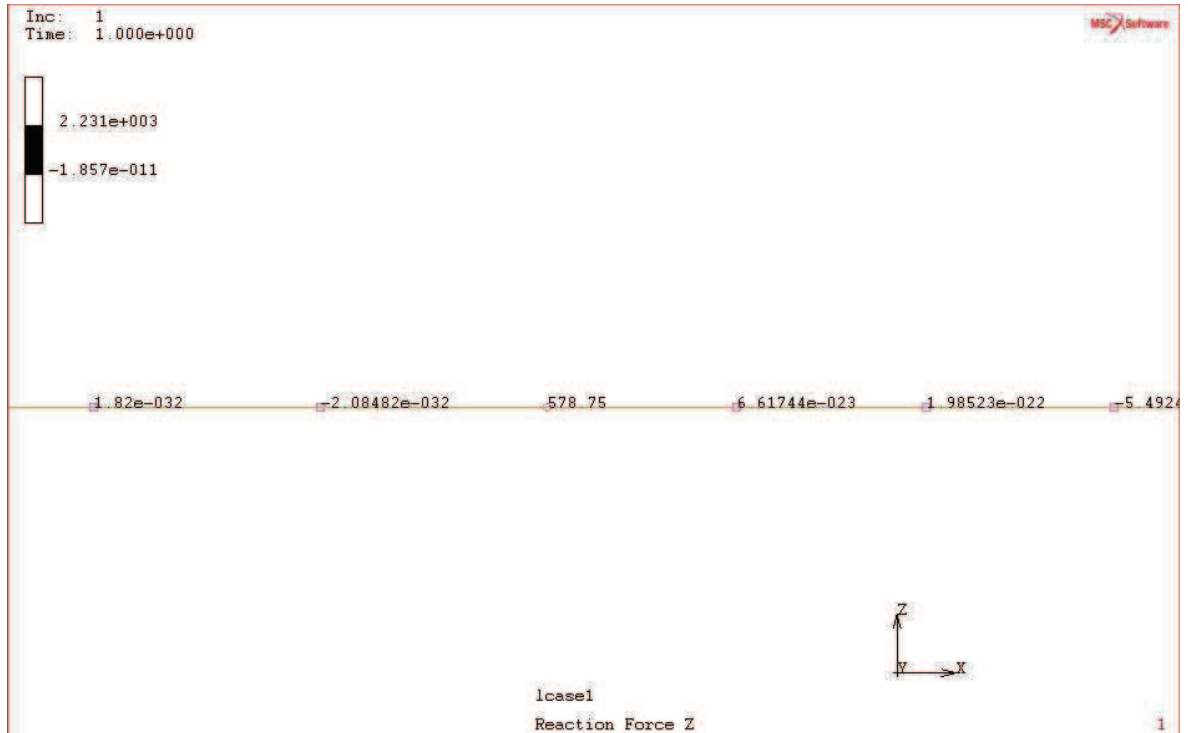


Imagen 2.24: Reacción en D en el eje Z.

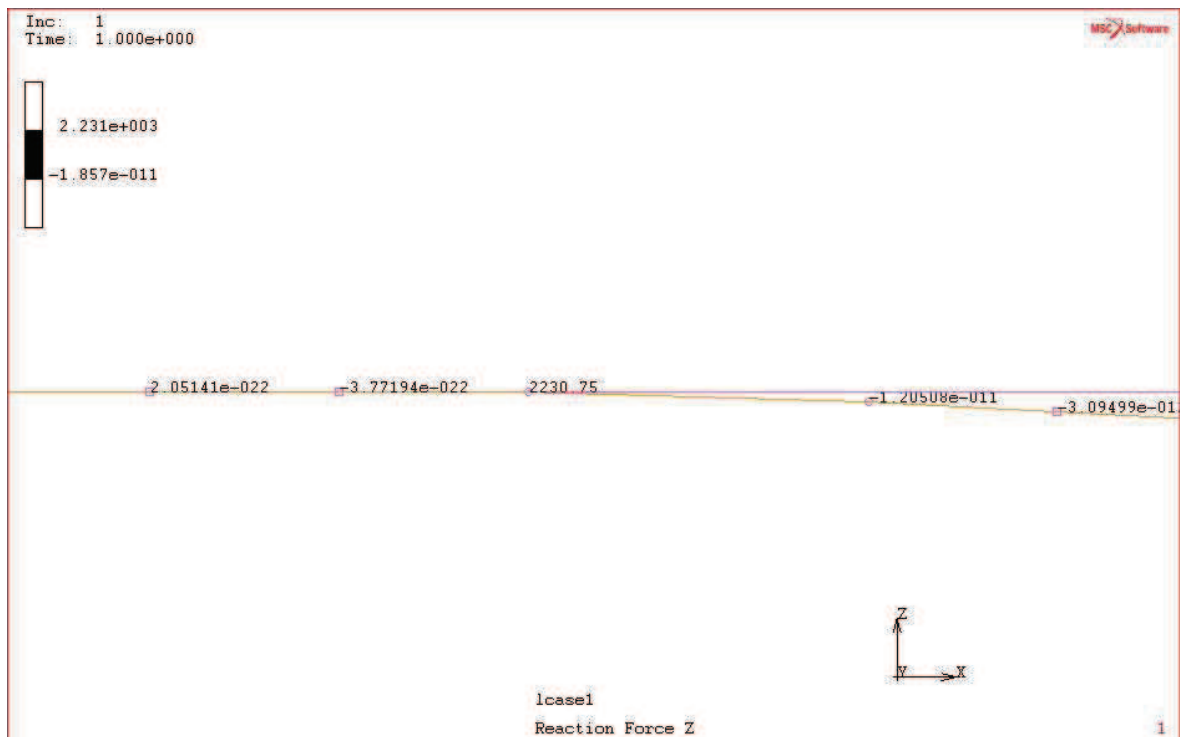


Imagen 2.25: Reacción en E en el eje Z.

Como se puede observar, los momentos y reacciones obtenidas en el análisis de fuerzas con el programa de análisis de elementos finitos y los realizados a mano para el eje ZX son exactamente iguales, por lo que los cálculos realizados son correctos.

Finalmente se muestran los resultados de los momentos y reacciones totales sobre el eje para el arranque a máxima tracción:

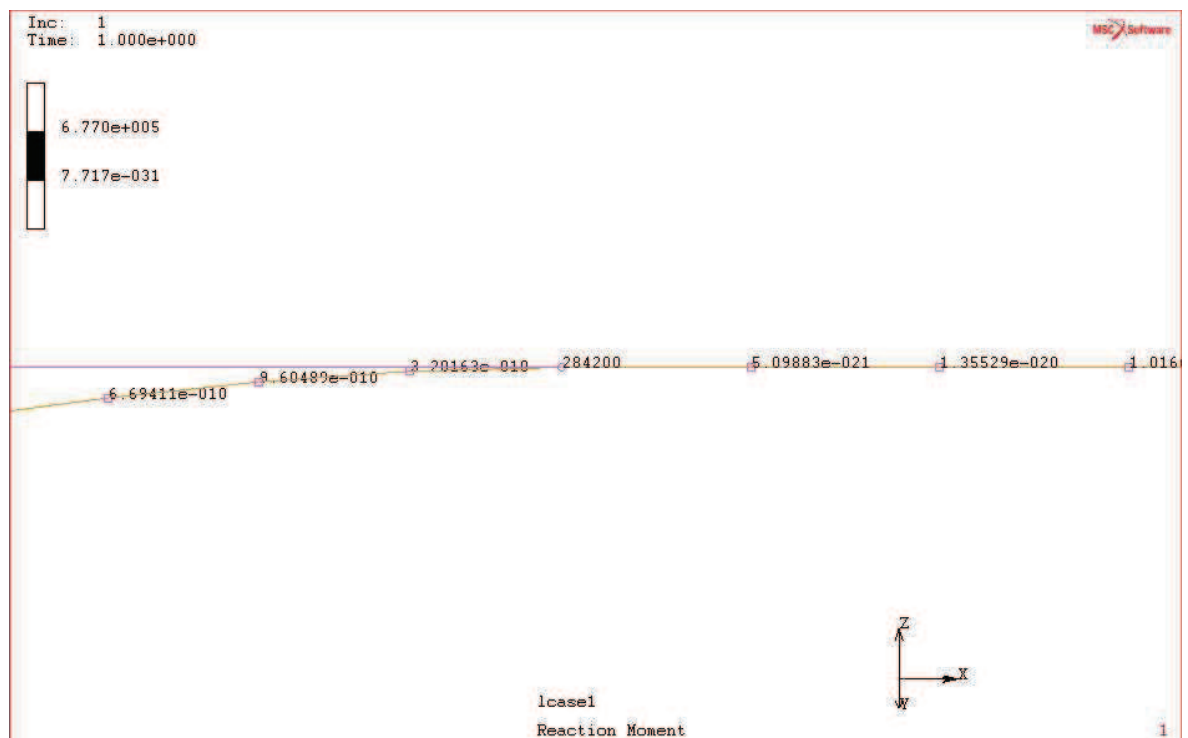


Imagen 2.26: Momento M_1 en B.

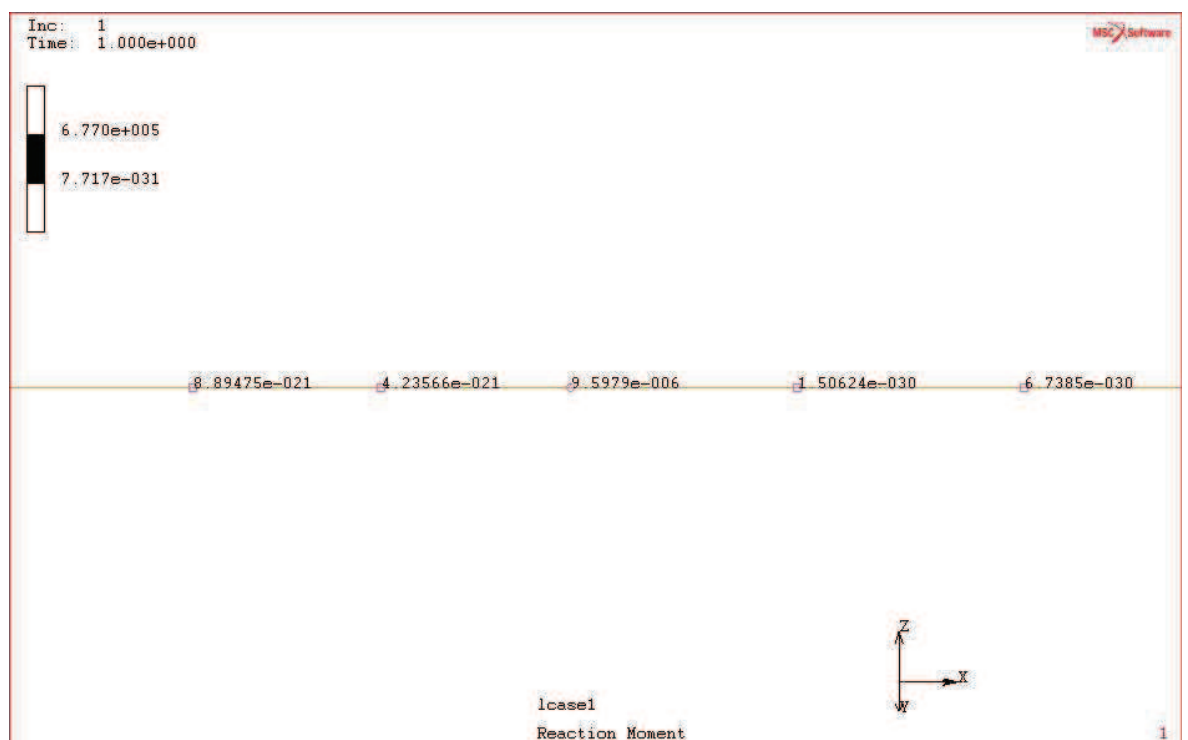


Imagen 2.27: Momento M_2 en C.

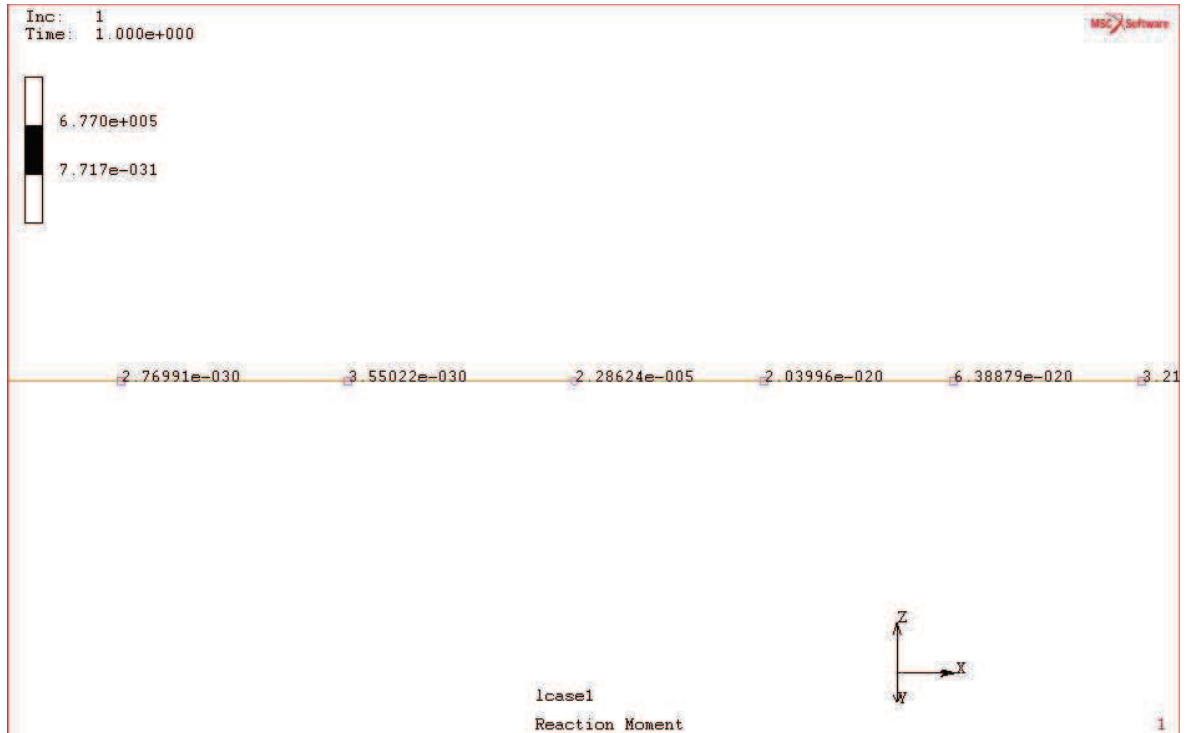


Imagen 2.28: Momento M_3 en D.

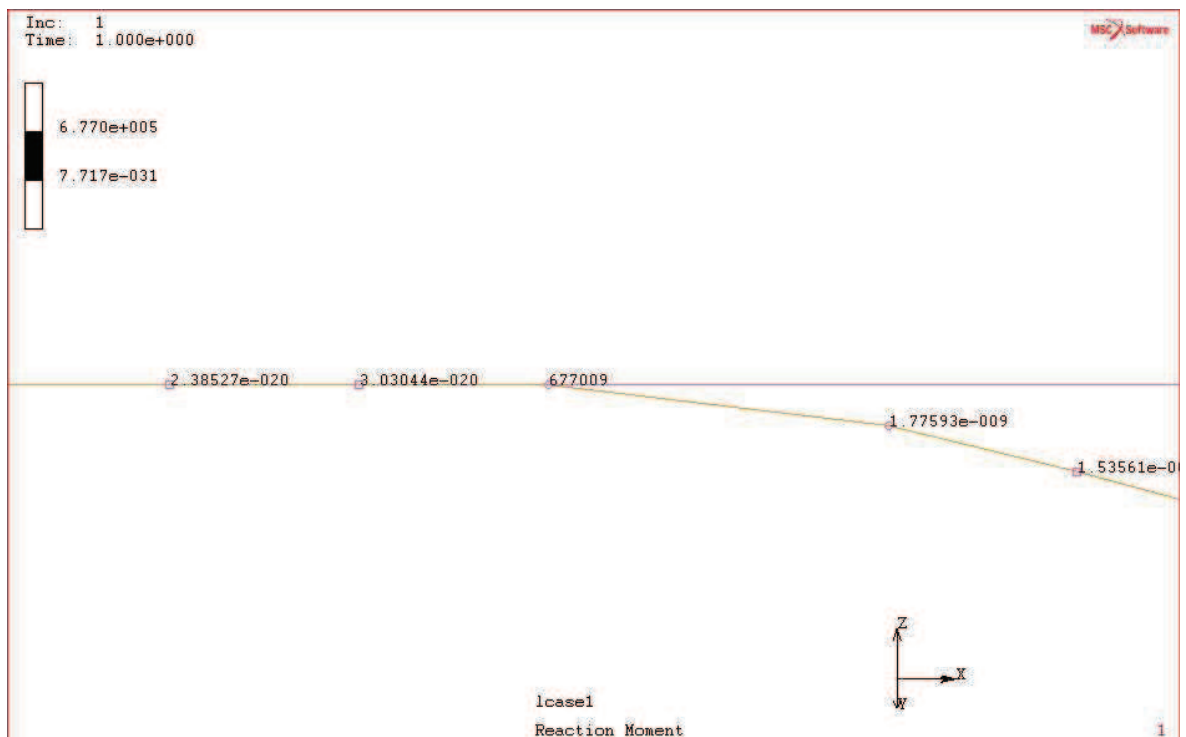


Imagen 2.29: Momento M_4 en E.

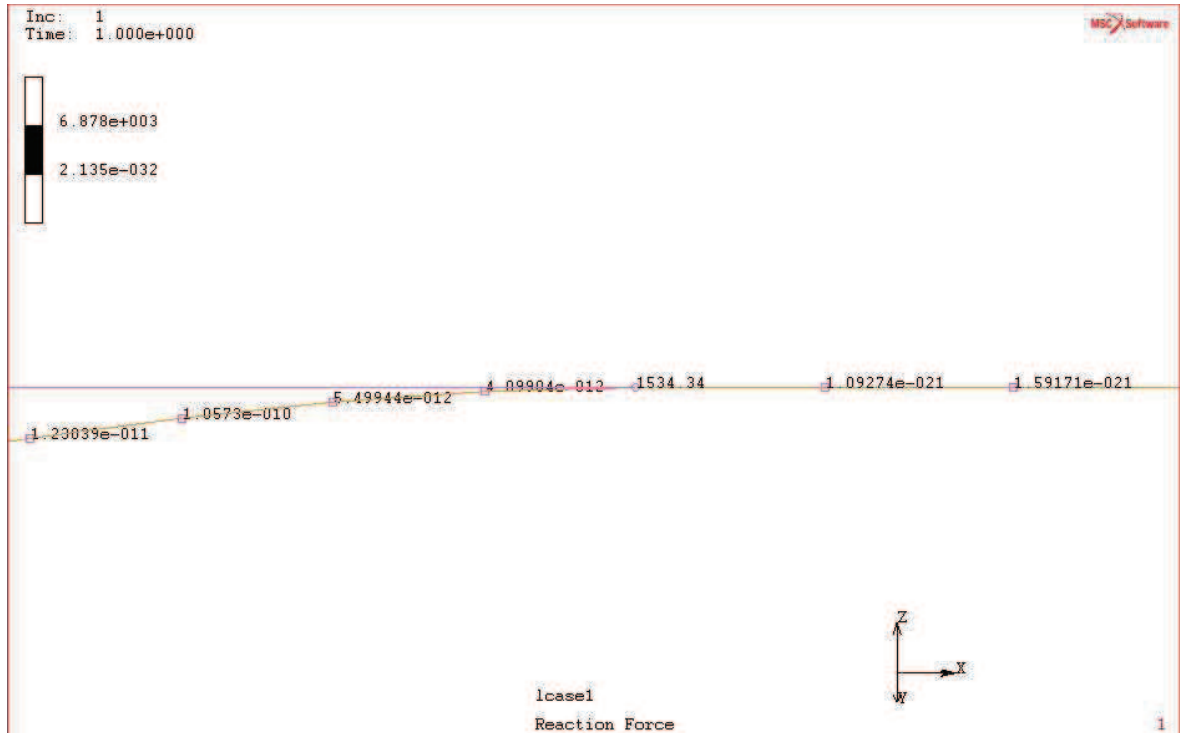


Imagen 2.30: Reacción en B.

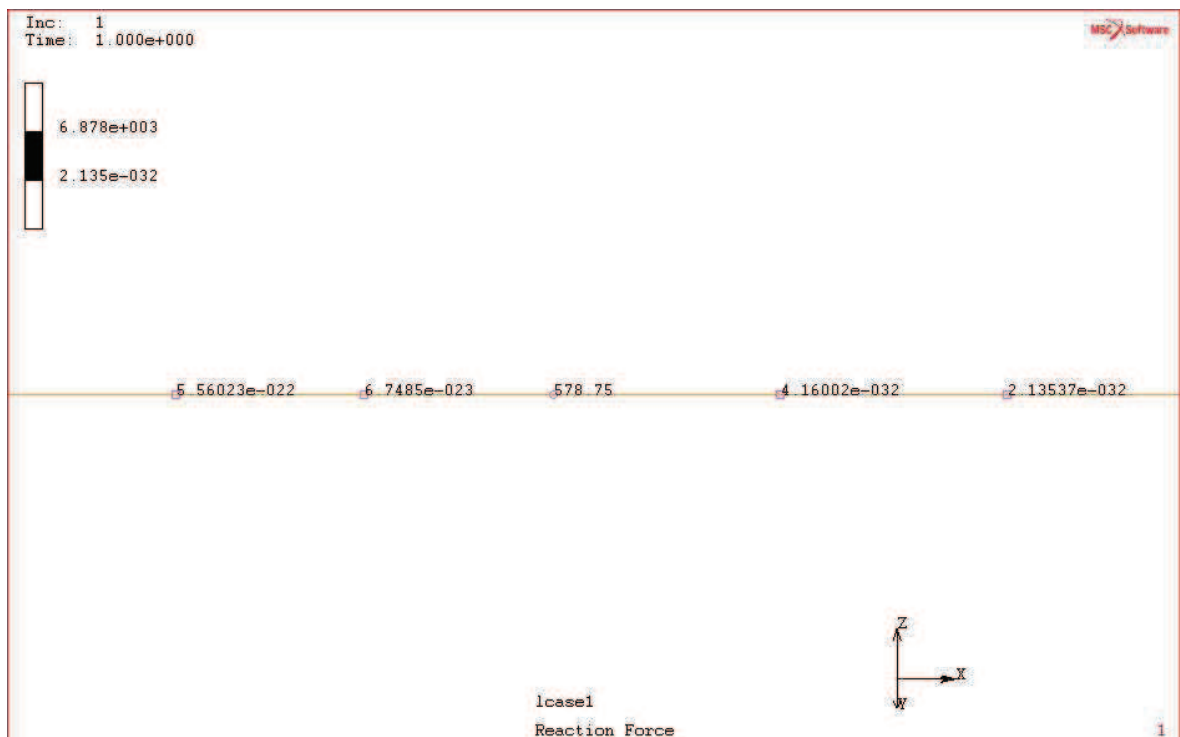


Imagen 2.31: Reacción en C.

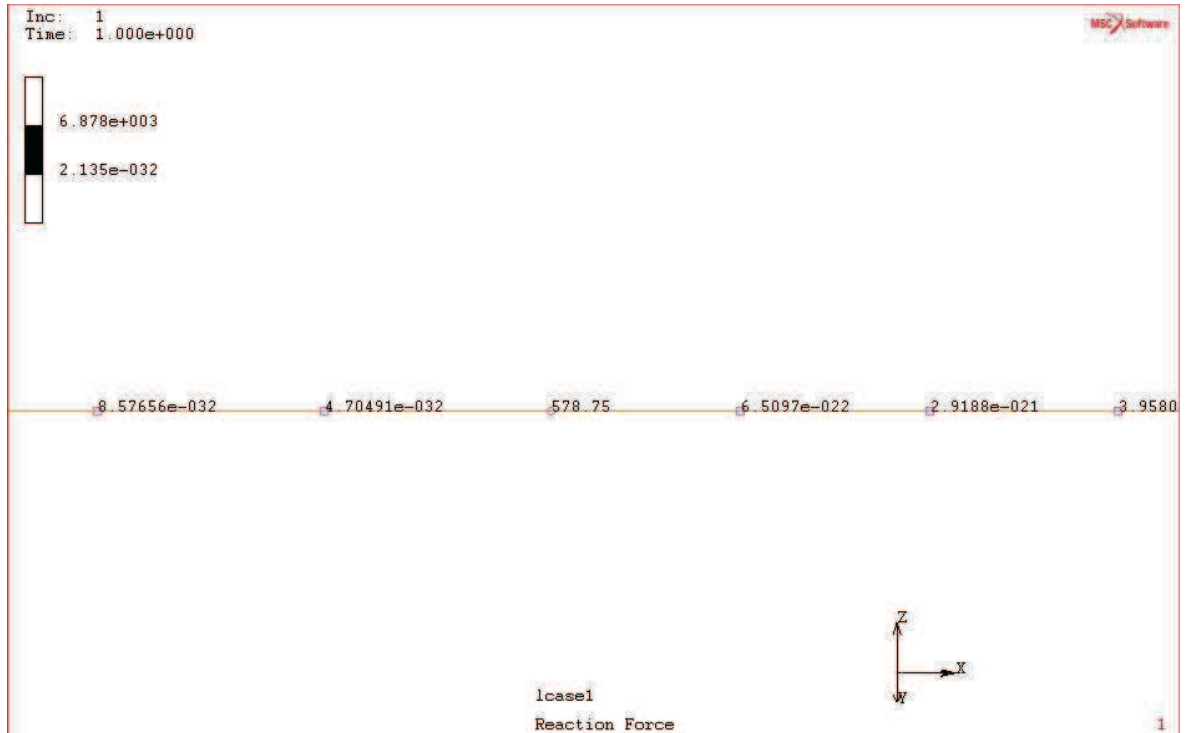


Imagen 2.32: Reacción en D.

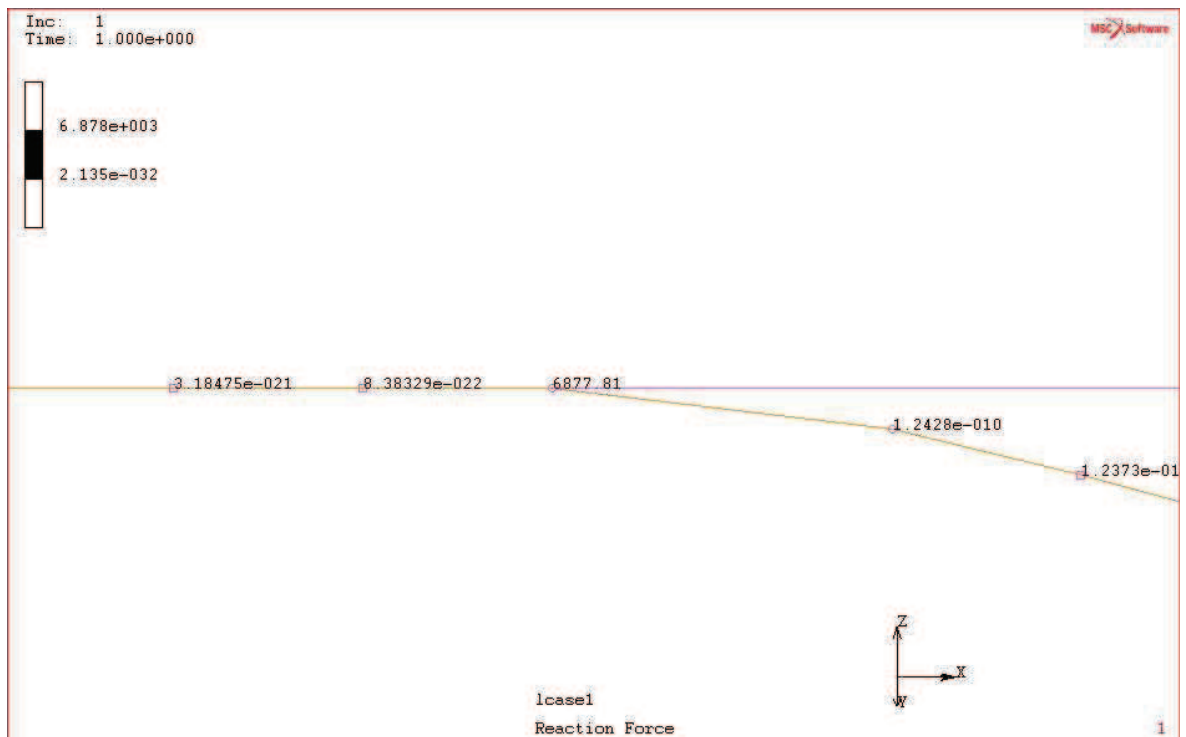


Imagen 2.33: Reacción en E.

Queda demostrado mediante el análisis con el programa Marc Mentat que los momentos y reacciones calculados en el apartado anterior son correctos. Se puede proceder entonces al cálculo de las tensiones en el eje para las secciones B, E y F, que son las únicas en las que los momentos flectores no son nulos.

2.3.4.- Tensiones en el eje

Una vez realizados los cálculos de los momentos sobre el eje y habiendo seleccionado la sección crítica E del eje se procede al cálculo de las tensiones sobre el eje. Los cálculos que se mostrarán a lo largo de los análisis serán los de la sección más crítica de diámetro 40mm, mientras que para las demás secciones críticas y diámetros del eje solo se mostrarán los resultados.

Como todavía no se sabe cuál va a ser el diámetro del eje, se harán los cálculos para los diámetros de 30mm, 35mm y 40mm respectivamente. Estos diámetros han sido elegidos con respecto a la normativa de la FIA-CIK para ejes traseros de la categoría de Superkarts, la cual dicta que para este tipo de vehículos el eje debe ser de 40mm de diámetro, aunque este no sea macizo. Como el eje que se pretende diseñar es un eje macizo se piensa que bastará con un eje de 30mm o incluso de 20mm de diámetro, lo cual rebajaría en gran medida el peso del mismo, aumentando así las prestaciones del vehículo, y dado que el vehículo que se está diseñando no es apto para competición, sino que es para uso libre este dato sirve tan solo como referencia.

Se tendrá una tensión constante debida al momento torsor a lo largo de todo el eje y dos tensiones debidas a los momentos flectores radial y tangencial, correspondientes a los momentos calculados en el plano ZX y XY respectivamente. Estas tensiones creadas por los momentos flectores, serán a su vez tensiones constantes y alternas. La tensión debida al momento tangencial será la considerada como constante y la debida al momento radial será la alterna.

El momento torsor es constante a lo largo de todo el eje y este tendrá el siguiente valor:

$$T = F_{t2} \cdot d_{p2}/2 = 5085 \cdot 262,92 / 2 = \mathbf{668474 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

Los momentos flectores calculados anteriormente son los siguientes en cada sección:

	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$M_{f,r} \text{ (N} \cdot \text{mm)}$	0	0	0	123900	0
$M_{f,t} \text{ (N} \cdot \text{mm)}$	284200	0	0	665575	177625

Tabla 2.13: Momentos flectores en los puntos de apoyo del eje con el chasis y la rueda dentada.

Las tensiones se distribuirán de la siguiente manera:

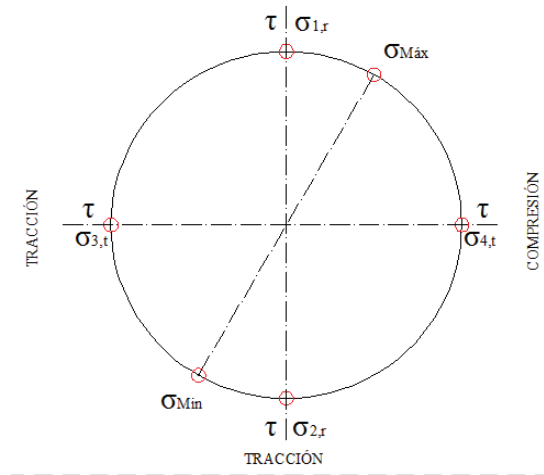


Imagen 2.34: Distribución de las tensiones en el eje

Estas tensiones se calculan de la siguiente manera:

- Tensión a torsión (constante a lo largo del eje):

$$\tau (\varnothing = 40 \text{ mm}) = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3} = \frac{16 \times 668474}{\pi \times 40^3} = 46,546 \text{ MPa}$$

$$\tau (\varnothing = 35 \text{ mm}) = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3} = \frac{16 \times 668474}{\pi \times 35^3} = 79,405 \text{ MPa}$$

$$\tau (\varnothing = 30 \text{ mm}) = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3} = \frac{16 \times 668474}{\pi \times 30^3} = 126,09 \text{ MPa}$$

- Tensión a flexión:

$$\sigma_{f,t} = \sigma_m = \frac{32 \times M_{f,t}}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 665575}{\pi \times 40^3} = 105,929 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f,r} = \sigma_a = \frac{32 \times M_{f,r}}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 123900}{\pi \times 40^3} = 19,719 \text{ MPa}$$

	Deje= 40mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$\sigma_{f,r}$ (MPa)	0,000	0,000	0,000	19,719	0,000
$\sigma_{f,t}$ (MPa)	45,232	0,000	0,000	105,930	28,270
	Deje= 35mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$\sigma_{f,r}$ (MPa)	0,000	0,000	0,000	29,435	0,000
$\sigma_{f,t}$ (MPa)	67,518	0,000	0,000	158,122	42,199
	Deje= 30mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$\sigma_{f,r}$ (MPa)	0,000	0,000	0,000	46,742	0,000
$\sigma_{f,t}$ (MPa)	107,216	0,000	0,000	251,092	67,010

Tabla 2.14: Tensiones a flexión en las distintas secciones y diámetros del eje.

Como puede observarse en la imagen 2.34, las tensiones actúan a tracción y a compresión, dependiendo del momento de giro del eje. La tensión debida a la fuerza tangencial, creará una tensión a tracción en un extremo y a compresión en el otro. Así mismo la tensión debida a la fuerza radial producirá una tensión a compresión cuando esta se produce en la parte superior del eje, mientras que cuando se sitúa en la parte inferior del mismo, creará una tensión a tracción.

Por tanto las tensiones en los puntos (1,2) y (3,4) en las secciones críticas serán las siguientes:

$$\sigma_{1,2} = \sigma_r = \pm \sqrt{\sigma_{f,r}^2} = \pm \sqrt{19,719^2} = \pm 19,719 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{3,4} = \sigma_{f,t} = \pm \sqrt{\sigma_{f,t}^2} = \pm \sqrt{105,93^2} = \pm 105,93 \text{ MPa}$$

	Deje= 40mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$\sigma_{1,2}$ (MPa)	0,000	0,000	0,000	19,719	0,000
$\sigma_{3,4}$ (MPa)	45,232	0,000	0,000	105,930	28,270
	Deje= 35mm				
$\sigma_{1,2}$ (MPa)	0,000	0,000	0,000	29,435	0,000
$\sigma_{3,4}$ (MPa)	67,518	0,000	0,000	158,122	42,199
	Deje= 30mm				
$\sigma_{1,2}$ (MPa)	0,000	0,000	0,000	46,742	0,000
$\sigma_{3,4}$ (MPa)	107,216	0,000	0,000	251,092	67,010

Tabla 2.15 : Tensiones principales en las distintas secciones y diámetros del eje.

Una vez se han obtenido las tensiones unitarias, se procede al cálculo de las tensiones máximas y mínimas, las cuales como se puede observar en la imagen 2.34, no tiene por qué estar en la parte superior o inferior del eje:

$$\sigma_{\max,\min} = \pm \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2} = \pm \sqrt{19,719^2 + 105,93^2} = \pm 107,749 \text{ MPa}$$

	Deje= 40mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
σ_{\min} (Mpa)	-45,232	0,000	0,000	-107,749	-28,270
σ_{\max} (Mpa)	45,232	0,000	0,000	107,749	28,270
	Deje= 35mm				
σ_{\min} (Mpa)	-67,518	0,000	0,000	-160,839	-42,199
σ_{\max} (Mpa)	67,518	0,000	0,000	160,839	42,199
	Deje= 30mm				
σ_{\min} (Mpa)	-107,216	0,000	0,000	-255,406	-67,010
σ_{\max} (Mpa)	107,216	0,000	0,000	255,406	67,010

Tabla 2.16: Tensiones máximas y mínimas en las distintas secciones y diámetros del eje.

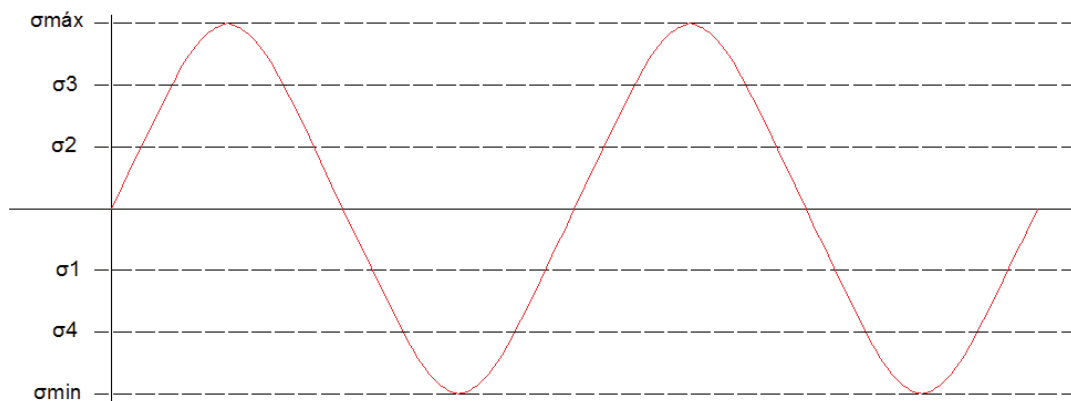


Imagen 2.35: Diagrama senoidal de tensiones

En la imagen 2.35, se puede observar cómo las tensiones debidas a los momentos flectores son alternos y varían entre un valor máximo y un valor mínimo.

Para calcular la tensión uniforme por las fuerzas radial y tangencial, al ser una tensión uniaxial, se realiza de la siguiente manera:

$$\sigma_{eq,m,f} = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_B^2 - \sigma_A \cdot \sigma_B} = \sqrt{19,719^2 + 105,93^2 - 19,719 \cdot 105,93} = \mathbf{97,576 \text{ MPa}}$$

	Deje= 40mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$\sigma_{eq,m,f}$ (Mpa)	45,232	0,000	0,000	97,576	28,270
	Deje= 35mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$\sigma_{eq,m,f}$ (Mpa)	67,518	0,000	0,000	145,653	42,199
	Deje= 30mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$\sigma_{eq,m,f}$ (Mpa)	107,216	0,000	0,000	231,291	67,010

Tabla 2.17: Tensiones uniaxiales a flexión en las distintas secciones y diámetros del eje.

Estas tensiones uniaxiales a flexión, se utilizarán posteriormente para el cálculo de la vida útil de cada sección del eje a flexión.

Puesto que estamos ante una teoría de fallo, será necesario calcular las tensiones equivalentes de Von Mises. Estas tensiones se utilizarán para comprobar la resistencia a fluencia del eje y para el cálculo del coeficiente de seguridad:

Tensiones equivalentes de Von Mises:

$$\sigma_{eq,m} = \sqrt{\sigma_{f,m}^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{105,930^2 + 3 \cdot 46,546^2} = 133,19 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq,a} = \sqrt{\sigma_{f,a}^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{19,719^2 + 3 \cdot 0^2} = 19,719 \text{ MPa}$$

	Deje= 40mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$\sigma_{eq,m}$ (Mpa)	92,442	80,620	80,620	133,119	85,433
$\sigma_{eq,a}$ (Mpa)	0,000	0,000	0,000	19,719	0,000
	Deje= 35mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$\sigma_{eq,m}$ (Mpa)	153,213	137,533	137,533	209,566	143,862
$\sigma_{eq,a}$ (Mpa)	0,000	0,000	0,000	29,435	0,000
	Deje=30mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
$\sigma_{eq,m}$ (Mpa)	243,293	218,394	218,394	332,781	228,443
$\sigma_{eq,a}$ (Mpa)	0,000	0,000	0,000	46,742	0,000

Tabla 2.18: Tensiones equivalentes de Von Mises en las distintas secciones y diámetros del eje.

2.3.5.- Límite a fatiga

La fatiga es un proceso de degeneración de un material sometido a cargas cíclicas de valores por debajo de aquellos que serían capaces de provocar su rotura mediante tracción. Durante dicho proceso se genera una grieta que, si se dan las condiciones adecuadas crecerá hasta producir la rotura de la pieza al aplicar un número de ciclos suficientes. El número de ciclos necesarios dependerá de varios factores como la carga aplicada, presencia de entallas...

Si bien no se ha encontrado una respuesta que explique totalmente la fatiga se puede aceptar que la fractura por fatiga se debe a deformaciones plásticas de la estructura de forma similar a como ocurre en deformaciones monodireccionales producidas por cargas estáticas, con la diferencia fundamental de que bajo cargas cíclicas se generan deformaciones residuales en algunos cristales.

Incluso bajo cargas pequeñas pueden aparecer estas bandas de deslizamiento, aumentando con el número de ciclos llegando a provocar la aparición de una fisura.

Para poder proceder al cálculo del límite a fatiga del eje, primero se ha de seleccionar el material de fabricación del mismo. Este será muy importante, puesto que será el que determine las cargas que puede soportar el eje y por tanto el que hará posible comprobar la validez del eje.

En la siguiente tabla se encuentran los aceros más utilizados para fabricación de ejes, de la que se ha seleccionado el **GOST 30XRC**, según los estándares de normalización Rusos GOST, por su alta resistencia a la rotura, para la fabricación del eje trasero de la transmisión del vehículo:

NOM INAC IÓN GOS T	Rotura		A Fluen cia σ _F	Límites De Fatiga					
	a Tracción			A		A Flexión		A Torsión	
	σ _{RT}			Tracció n σ _{0T}	Compre sión σ _{1T}	σ _{0T}	σ _{1T}	τ ₀	τ ₁
	Min	Max		Intermit	alternat	Intermi t	alterna t	Intermit	alterna t
CT3	380	470	240	238	132	323	180	214	107
CT4	420	520	260	255	145	358	194	220	110
CT5	500	620	280	313	174	425	238	280	140
CT6	600	720	310	365	205	500	280	332	166
CT7	700	850	350	430	240	590	328	390	195
10	350	450	210	223	124	304	170	200	100
15	380	500	220	245	135	335	185	220	110
20	410	500	250	254	140	346	191	225	112
25	470	550	300	284	156	388	214	252	126
35	550	650	350	333	185	456	254	300	150
45	650	750	390	390	217	532	298	350	175
55	750	900	450	460	256	630	352	416	208
65	820	1150	480	530	258	710	395	460	230
15X	700	840	500	400	240	508	324	354	192
20X	800	960	600	458	272	580	370	405	220
30X	900	1080	700	515	306	653	415	455	247
35X	950	1140	750	545	324	690	438	480	260
40X	1000	1200	800	570	340	725	460	505	275
20XR C	800	960	600	458	272	580	370	405	220
30XR C	1100	1320	850	630	385	800	508	555	302
50XH	1100	1320	850	630	380	800	508	555	302

Como puede observarse el material seleccionado tiene una gran resistencia a la rotura, siendo su resistencia a la tracción y a fluencia las más importantes para el cálculo del límite a fatiga:

$$\sigma_R = S_{ut} = 1100 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = S_y = 850 \text{ MPa}$$

Al igual que se ha hecho con las tensiones en el eje, el límite a fatiga se calculará para los diámetros de 30, 35 y 40mm.

El límite a fatiga o tensión equivalente se denomina S_e y se calcula de la siguiente manera:

- Para 10^3 ciclos:

$$S_e(10^3) = 0,9 \cdot S_u / K'_f$$

- Para 10^6 ciclos en adelante:

$$S_e(10^6) = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S'_e$$

Siendo:

- K_a = Factor de acabado superficial
- K_b = Factor de tamaño
- K_q = Factor de carga
- K_d = Factor de temperatura
- K_e = Factor de concentrador de tensiones
- K_g = Factor de efectos diversos
- K_c = Factor de confiabilidad
- S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta.

A continuación se exponen las tablas de las que se extrae cada valor de cada coeficiente K .

a) Tensión equivalente a flexión:

Factor de acabado superficial K_a :

Dado que las grietas suelen iniciarse en la superficie, el estado de ésta es muy importante ya que en caso de que existan concentradores de tensión se facilita la aparición de grietas. Estos fallos en la superficie pueden estar en forma de irregularidades que actúen como entallas o en forma de tensiones residuales.

Los tratamientos superficiales pueden generar tensiones residuales en la superficie del material que pueden actuar reduciendo o aumentando (en el caso de tensiones residuales de compresión) la resistencia a fatiga.

En general el acabado superficial influye más en el caso de ensayos a alto número de ciclos donde la iniciación de la grieta tiene más importancia.

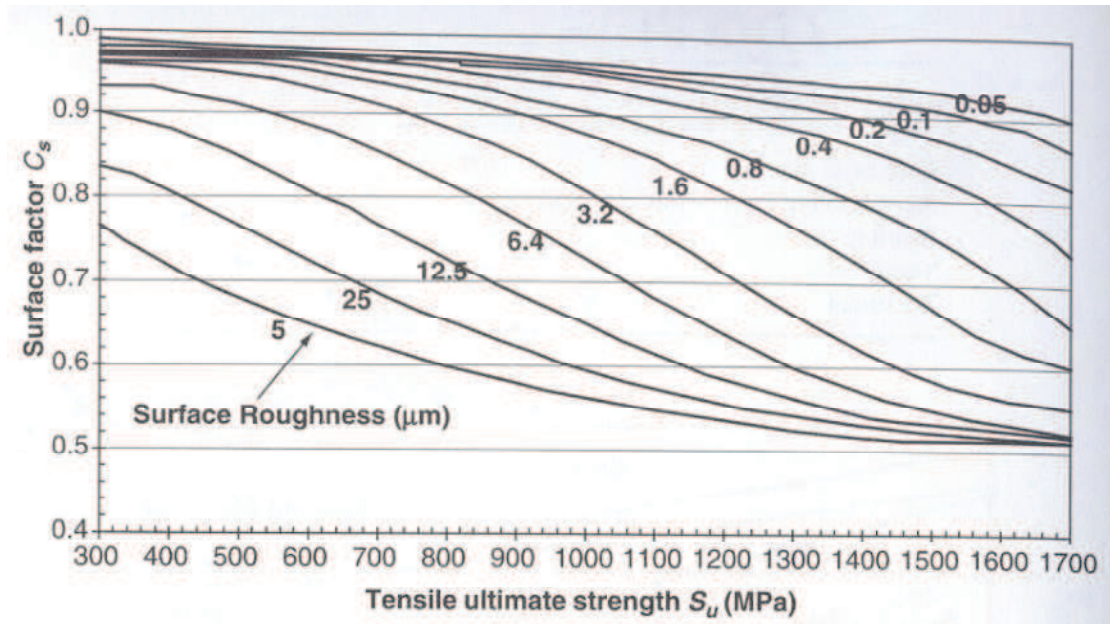


Imagen 2.36: Factor de corrección por rugosidad superficial.

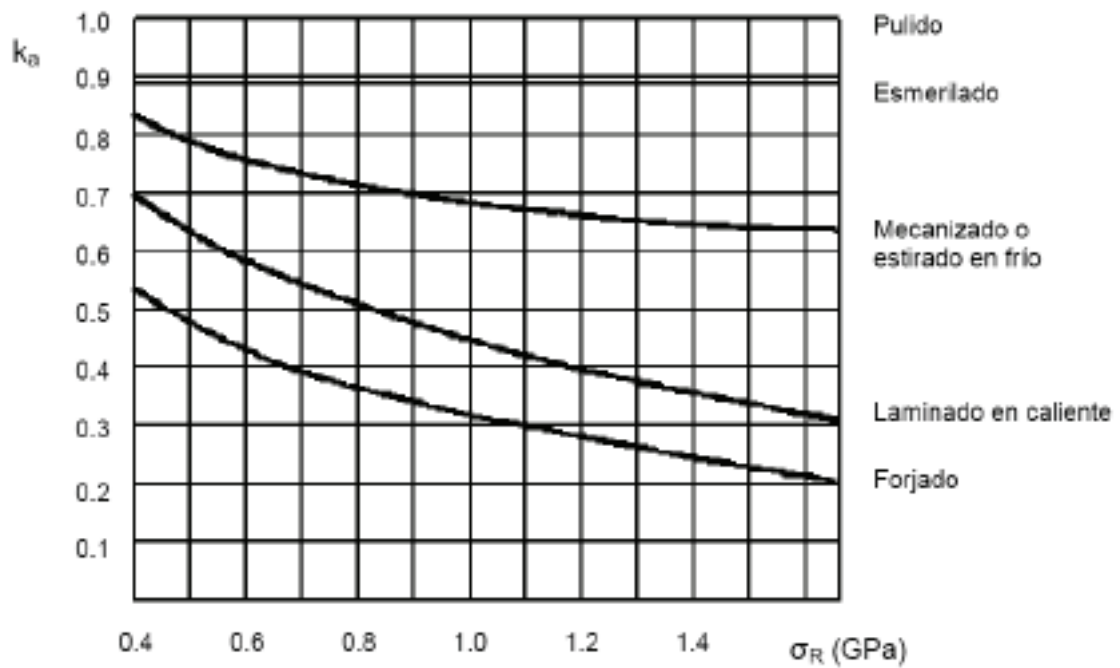


Imagen 2.37: Factor de corrección por rugosidad superficial atendiendo al proceso de fabricación.

Acabado Superficial	Factor a		Exponente b
	KPsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Mecanizado o estirado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Tabla 2.19: Exponentes a y b en función del acabado superficial

La sensibilidad a la rugosidad superficial es mayor cuanto mayor es la resistencia del material.

$$K_a = a \cdot (S_{ut})^b$$

En este caso al estar el eje rectificado:

$$a = 1,58 \text{ MPa}$$

$$b = -0,085$$

$$K_a = 1,58 \cdot (1100)^{-0,085} = \mathbf{0,871}$$

Factor de tamaño K_b :

El tamaño de la pieza sometida a las cargas también influye en su resistencia a fatiga. Según la teoría del volumen crítico de Kuguel el daño por fatiga se produce en la región sometida a una tensión entre el 95 y el 100% de la máxima y, puesto que para barras circulares sometidas a un mismo esfuerzo de flexión la barra de mayor tamaño tiene una mayor cantidad de material dentro de estos límites de tensión, también se ve más afectada por el daño a fatiga.

En consecuencia, en piezas sometidas a flexión, la vida a fatiga es menor cuanto mayor es el tamaño de ésta:

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7,62} \right)^{-0,1133}$$

En donde d_e para secciones circulares en flexión alternada es:

$$d_e = 0,37 \cdot d$$

Como este factor depende del tamaño del eje, es decir del diámetro, se calcula el factor tamaño para los dos diámetros que hemos elegido para la fabricación del eje:

$$\underline{\varnothing = 30 \text{ mm}}$$

$$d_e = 0.37 \cdot 30 = 11,1$$

$$K_b = \left(\frac{11,1}{7,62} \right)^{-0,1133} = \mathbf{0,958}$$

$$\underline{\varnothing = 35 \text{ mm}}$$

$$d_e = 0.37 \cdot 35 = 12,95$$

$$K_b = \left(\frac{12,95}{7,62} \right)^{-0,1133} = \mathbf{0,941}$$

$$\underline{\varnothing = 40 \text{ mm}}$$

$$d_e = 0.37 \cdot 40 = 14,8$$

$$K_b = \left(\frac{14,8}{7,62} \right)^{-0,1133} = \mathbf{0,927}$$

Factor de carga K_q :

Habitualmente los ensayos para determinar la vida a fatiga se realizan con cargas de flexión. Sin embargo, las piezas son solicitadas con otros tipos de cargas que hay que tener en cuenta.

Para una misma tensión nominal máxima en flexión y con carga axial, el material se ve más afectado por la fatiga en el caso de carga axial. Por esta razón cuando se trata de cargas axiales se aplica un coeficiente que varía entre 0.7 y 0.9 en función de si existe cierta excentricidad en la aplicación de la carga.

Para flexión alternada: $K_q = 1$

Factor de temperatura K_d :

Este factor considera la diferencia de temperatura entre el ensayo realizado y la temperatura de operación. Cuando las temperaturas son bajas, se debe comprobar el fallo frágil, y cuando las temperaturas son altas se debe comprobar el fallo por fluencia. Esto es debido a la variación del límite elástico y la resistencia a tracción con la temperatura. La variación de la resistencia se supone similar a la de la resistencia a tracción.

$$K_d = \frac{S_{ut}}{S_u}$$

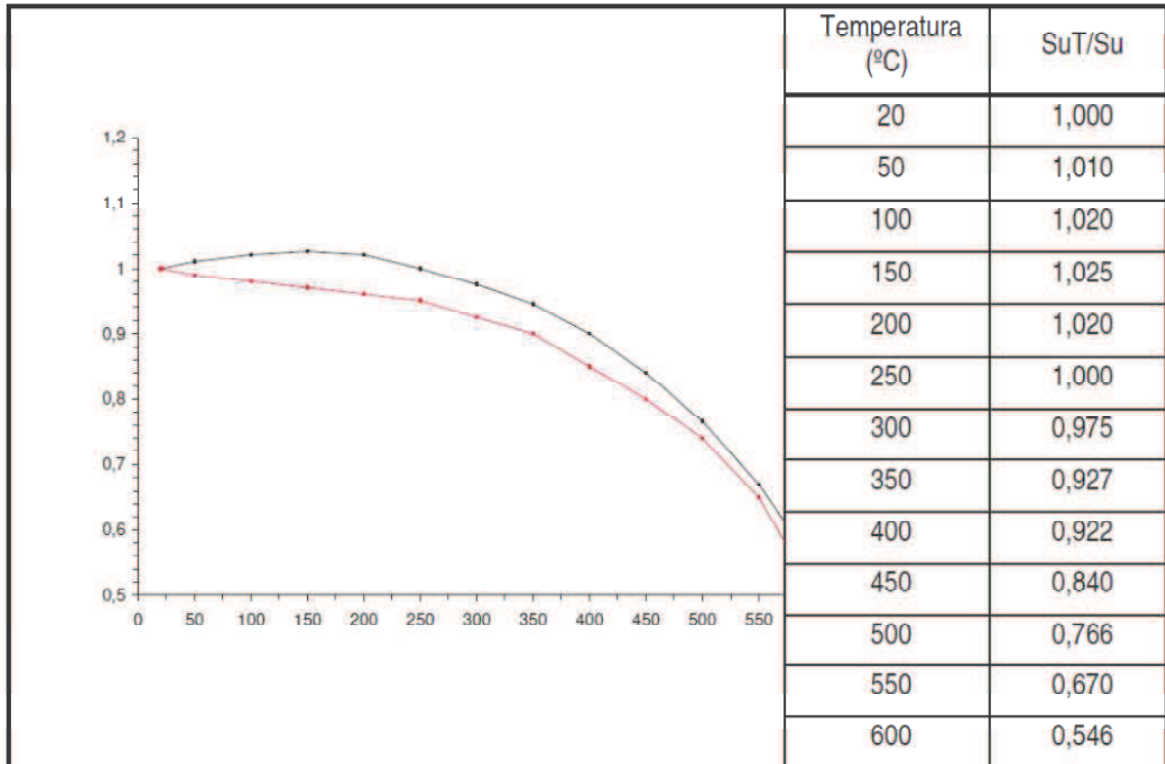


Tabla 2.20: Variación de las propiedades con la temperatura.

Como el eje está situado al aire libre en la parte trasera del vehículo se considera una temperatura de trabajo de 20°C, por lo que el factor de temperatura será el siguiente:

$$K_d = 1$$

Factor de concentración de tensiones K_e :

El fallo por fatiga es muy sensible a la existencia de entalla. El efecto de la entalla sobre la resistencia a la fatiga se expresa mediante el factor de concentración de esfuerzo por fatiga K_f .

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

$$K'_f = 1 + c \cdot (K_f - 1)$$

$$K_e = 1/K_f$$

Donde:

q = factor de sensibilidad a la entalla

K_t = coeficiente concentrador de tensiones

K_f = factor de concentración

K'_f = factor de concentración para 10^3 ciclos

Como en el eje no existe ningún cambio de sección a lo largo del mismo decimos que este no hay entalla y por lo tanto $K_f = 1$ y $K_e = 1$.

Factor de efectos diversos K_g

Es el factor que tiene en cuenta los efectos residuales del material, es decir las tensiones internas que posee el material incluso cuando no esta bajo ninguna carga externa. Estos efectos pueden aumentar la resistencia del material cuando se actúan a compresión o disminuirla cuando actúan a tracción.

Como es casi imposible determinar el valor de este coeficiente sin analizar el eje en el momento que ya este construido tomaremos un valor de $K_g = 1$.

Factor de confiabilidad K_c :

La fatiga es un fenómeno estadístico. La distribución de las resistencias a la fatiga es una distribución normal para un número fijo de ciclos, con una desviación típica o estándar σ . Funcionalmente se diseña para una seguridad funcional del 90%. En general:

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D$$

Probabilidad de vida	D factor de multiplicación de la desviación
50	0
85	1
90	1,3
95	1,6
99	2,3
99,9	3,1
99,99	3,7

Tabla 2.21: Factores de multiplicación de la desviación típica.

Como se acaba de exponer, el eje se diseña para una probabilidad de vida del 90%, por lo que $D = 1,3$ y como la desviación típica en aceros es del 8% tenemos que $\sigma = 0,08$. Así el factor de confiabilidad será:

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D = 1 - 0,08 \cdot 1,3 = \mathbf{0,896}$$

Límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta S'_e :

Mischk ha analizado muchos datos de pruebas reales provenientes de varias fuentes y concluye que el límite de fatiga puede estar relacionado con la resistencia a la tracción. En el caso de aceros, la relación es:

$$S'_e = \begin{cases} 0,504 \cdot S_{ut} & \text{para } S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

700 MPa para $S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$

Como el material que se va a utilizar para la construcción del eje tiene un $S_{ut} = 1100 \text{ MPa}$, se calcula S'_e de la siguiente forma:

$$S'_e = 0,504 \cdot S_{ut} = 0,504 \cdot 1100 = \mathbf{554,4 \text{ MPa}}$$

Una vez calculados los factores y se pueden calcular las tensiones equivalentes del límite a fatiga para 10^3 y 10^6 ciclos mediante las fórmulas que se han visto al comienzo de la sección y poder así representar el gráfico $S - N$:

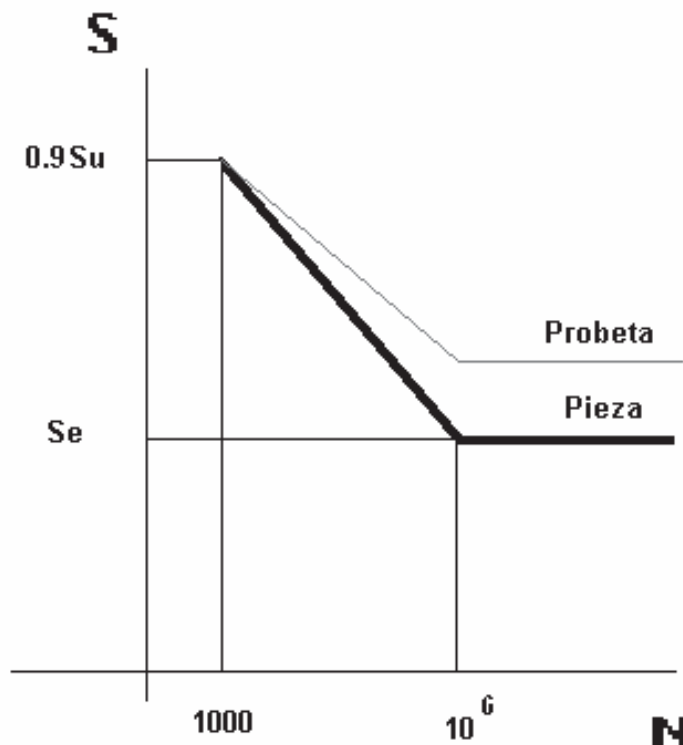


Imagen 2.38: Flexión rotativa/alternada

Como el eje no presenta entalla $K'_f = 1$

Para $\varnothing = 30 \text{ mm}$

$$S_e(10^3) = 0,9 \cdot S_u = 0,9 \cdot 1100 = \mathbf{990 \text{ MPa}}$$

$$S_e(10^6) = 0,871 \cdot 0,958 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,896 \cdot 554,4 = \mathbf{414,49 \text{ MPa}}$$

Para $\varnothing = 35 \text{ mm}$

$$S_e(10^3) = 0,9 \cdot S_u = 0,9 \cdot 1100 = \mathbf{990 \text{ MPa}}$$

$$S_e(10^6) = 0,871 \cdot 0,941 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,896 \cdot 554,4 = \mathbf{407,43 \text{ MPa}}$$

Para $\varnothing = 40 \text{ mm}$

$$S_e(10^3) = 0,9 \cdot S_u = 0,9 \cdot 1100 = \mathbf{990 \text{ MPa}}$$

$$S_e(10^6) = 0,871 \cdot 0,927 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,896 \cdot 554,4 = \mathbf{401,078 \text{ MPa}}$$

Por tanto el grafico S-N quedará para cada diámetro:

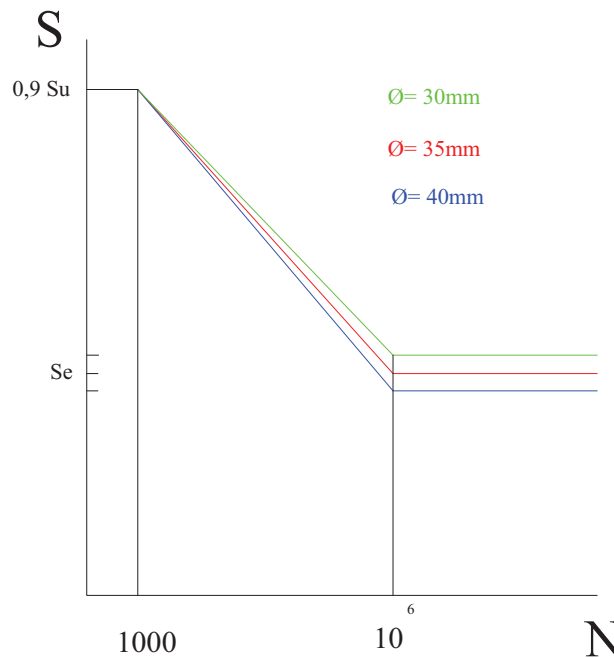


Imagen 2.39: Flexión rotativa/alternada del eje con diferente diámetro.

b) Tensión equivalente a torsión:

Para calcular la tensión equivalente a torsión, el procedimiento es el mismo que el que se ha visto para la flexión. Solo se volverán a analizar el factor de tamaño K_b y el de carga K_q , ya que estos varían con respecto a los hallados anteriormente en un proceso a torsión.

Factor de tamaño K_b :

Para los casos a torsión no es necesario calcular el diámetro equivalente para obtener el factor de tamaño, en su lugar se utiliza el diámetro real. Así tenemos los siguientes valores para el factor de tamaño a torsión:

Para $\varnothing = 30 \text{ mm}$

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{30}{7,62}\right)^{-0,1133} = \mathbf{0,856}$$

Para $\varnothing = 35 \text{ mm}$

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{35}{7,62}\right)^{-0,1133} = \mathbf{0,841}$$

Para $\varnothing = 40$ mm

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{40}{7,62}\right)^{-0,1133} = \mathbf{0,828}$$

Factor de carga K_q :

El factor de carga, cuando se refiere a un esfuerzo a torsión, se considera la siguiente:

$$K_q = 1/\sqrt{3} = \mathbf{0,577}$$

Como los demás coeficientes son los mismos que ya se han hallado antes se procede al cálculo de la tensión equivalente a torsión, mediante la fórmula () vista anteriormente y la siguiente fórmula para la tensión equivalente a torsión para 10^3 ciclos:

$$S_e(10^3) = 0,72 \cdot S_u / K'_f$$

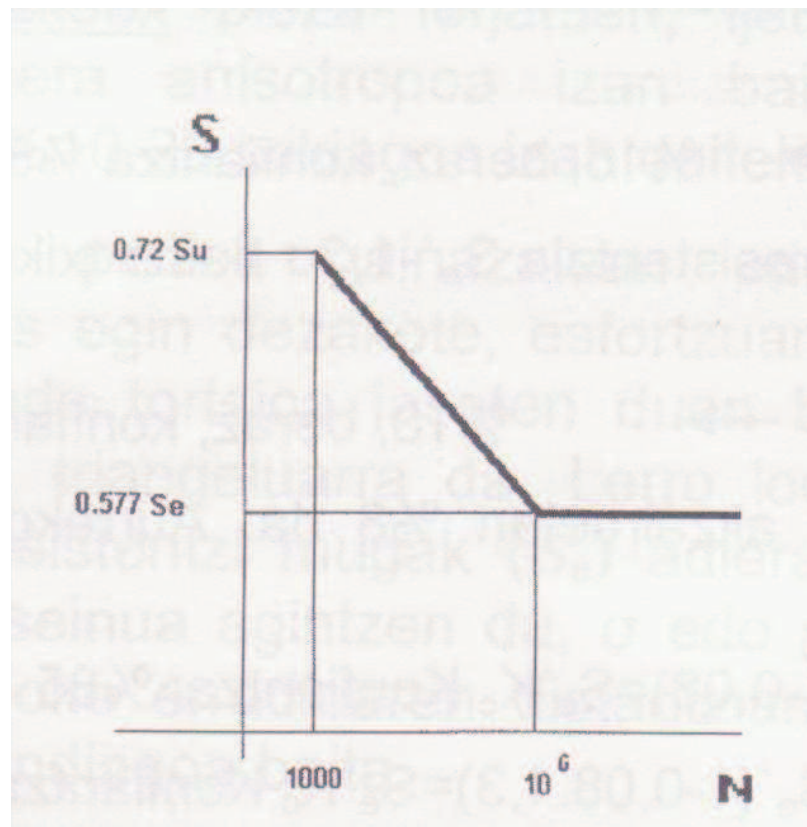


Imagen 2.40: Torsión alternada

Se recuerda que para el eje no tiene entallas y que por lo tanto $K'_f=1$, así que se tiene:

Para $\varnothing = 30$ mm

$$S_e(10^3) = 0,72 \cdot S_u = 0,72 \cdot 1100 = \mathbf{792 \text{ MPa}}$$

$$S_e(10^6) = 0,871 \cdot 0,856 \cdot 0,577 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,896 \cdot 554,4 = \mathbf{213,697 \text{ MPa}}$$

Para $\varnothing = 35 \text{ mm}$

$$S_e(10^3) = 0,72 \cdot S_u = 0,72 \cdot 1100 = \mathbf{792 \text{ MPa}}$$

$$S_e(10^6) = 0,871 \cdot 0,841 \cdot 0,577 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,896 \cdot 554,4 = \mathbf{210,043 \text{ MPa}}$$

Para $\varnothing = 40 \text{ mm}$

$$S_e(10^3) = 0,72 \cdot S_u = 0,72 \cdot 1100 = \mathbf{792 \text{ MPa}}$$

$$S_e(10^6) = 0,871 \cdot 0,828 \cdot 0,577 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,896 \cdot 554,4 = \mathbf{206,707 \text{ MPa}}$$

Y el gráfico S-N para el caso de torsión será:

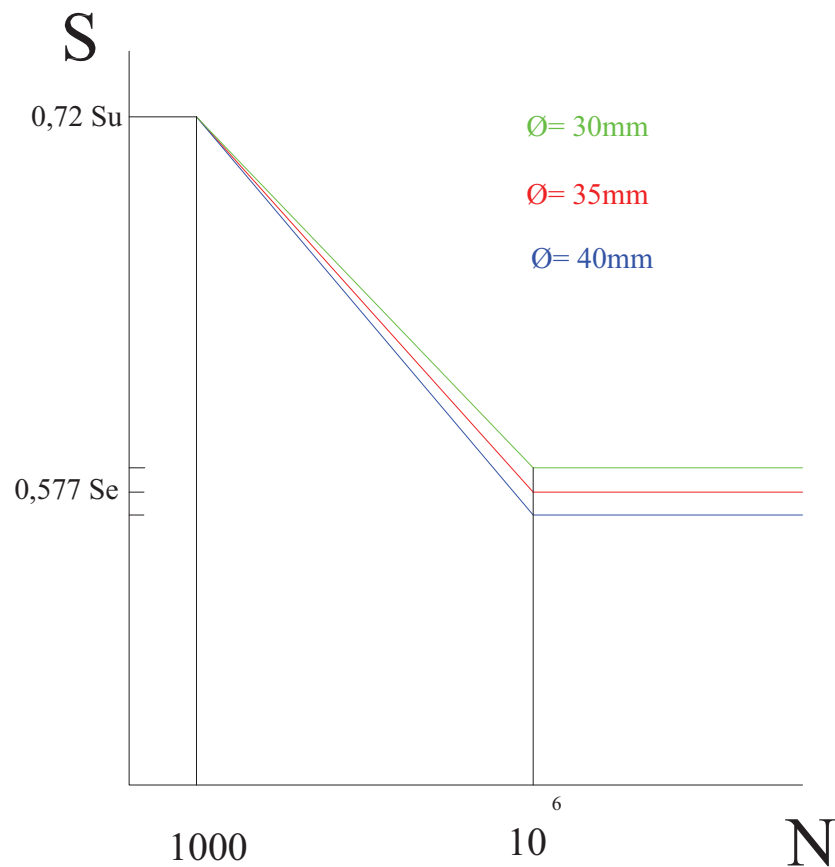


Imagen 2.50: Torsión alternada del eje con diferente diámetro.

2.3.6.- Cálculo de la vida útil del eje

La vida útil del eje está relacionada con las tensiones externas que actúan sobre el eje y la resistencia del propio material. Como se han obtenido esos datos anteriormente, solo se ha de aplicar la siguiente fórmula para obtener el dato de la vida útil del eje en ciclos:

$$\frac{\log (Se(10^3)) - \log (Se(10^6))}{6-3} = \frac{\log (Se(10^3)) - \log (S)}{\log (N)-3}$$

Por tanto el número de ciclos que soportará el eje serán:

a) A flexión

Para $\varnothing = 35 \text{ mm}$

$$\frac{\log (990) - \log (407,43)}{6-3} = \frac{\log (990) - \log (145,653)}{\log (N)-3}$$

$$N(\varnothing = 35) = 2.990.782.141 \text{ ciclos} = 2.990.782.141 \text{ revoluciones}$$

Como ya se ha calculado antes, se sabe que el eje a su máxima velocidad girará a 1.400 r.p.m., se puede calcular la vida útil del eje en horas:

$$t(\varnothing = 35) = \frac{2.990.782.141 \text{ revoluciones}}{1400 \text{ rpm}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 35605 \text{ h de vida a flexión con diámetro de } 35 \text{ mm}$$

FLEXIÓN	Deje= 40mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
N (ciclos)	1,7617E+13	-	-	4,9345E+10	6,4042E+14
t (horas)	209731319	-	-	587440	7624095796
	Deje= 35mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
N (ciclos)	1,1849E+12	-	-	2,9908E+09	4,5900E+13
t (horas)	14105563	-	-	35605	546429555
	Deje= 30mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
N (ciclos)	4,5630E+10	-	-	1,0236E+08	1,8999E+12
t (horas)	543214	-	-	1218,516	22617866

Tabla 2.22: Vida útil de las secciones del eje a flexión

Como se puede observar tanto el eje de diámetro de 40 mm como el de 35 mm serán validos a flexión, ya que muestran una vida útil de más de 2900 millones de ciclos y más de 35000 horas de trabajo, en cambio, el eje de diámetro 30mm será descartado ya que en

su sección más crítica solo resistirá 10 millones ciclos y menos de 1300 horas en aceleración máxima del vehículo.

b) A torsión

Para $\varnothing = 30 \text{ mm}$

$$\frac{\text{Log}(792) - \text{Log}(213,697)}{6-3} = \frac{\text{Log}(792) - \text{Log}(79,405)}{\text{Log}(N)-3}$$

$N(\varnothing = 35) = 2.217.292.922 \text{ ciclos} = 30.401.000 \text{ revoluciones}$

$t(\varnothing = 35) = N/n_2 = \frac{30.041.000 \text{ revoluciones}}{1400 \text{ rpm}} \cdot \frac{1h}{60 \text{ min}} = 3619 \text{ h de vida a torsión con diámetro de } 35\text{mm}$

TORSIÓN	Deje= 40mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
N (ciclos)	1,5442E+09	1,5442E+09	1,5442E+09	1,5442E+09	1,5442E+09
t (horas)	18384	18384	18384	18384	18384
	Deje= 35mm				
N (ciclos)	3,0401E+08	3,0401E+08	3,0401E+08	3,0401E+08	3,0401E+08
t (horas)	3619	3619	3619	3619	3619
	Deje= 30mm				
N (ciclos)	1,6149E+07	1,6149E+07	1,6149E+07	1,6149E+07	1,6149E+07
t (horas)	192,255	192,255	192,255	192,255	192,255

Tabla 2.23: Ciclos y horas de vida a torsión del eje para cada sección.

Como se puede observar, de nuevo vemos que para el diámetro de 30 mm el eje no será válido, la ya que su durabilidad en condiciones de máximo par del motor será de 1,6 millones de ciclos y solo 192 horas. En cambio ambos diámetros de 40 y 35 mm tendrán una durabilidad de más de 3500 horas en régimen de máxima tracción, lo cual para un vehículo de uso exclusivo en circuito será más que aceptable. Esto no quiere decir que al cabo de 3600 horas de funcionamiento normal del vehículo el eje vaya a romperse, ya que en condiciones normales de funcionamiento, el vehículo tan solo funcionará a máxima tracción en primera velocidad unos pocos segundos en cada vuelta por un circuito convencional.

2.3.7.- Criterio de Goodman:

Para determinar el fallo de un componente sometido a tensiones fluctuantes, se compara el término constante de la tensión actuante, la tensión media σ_m , con el límite a rotura estático y el término variable, la tensión alternada σ_a , con el límite a fatiga.

Existen cuatro líneas de fallo: la línea de fluencia, la línea de Soderberg, la línea de Goodman y la parábola de Gerber. El factor de seguridad se expresa como C.S.

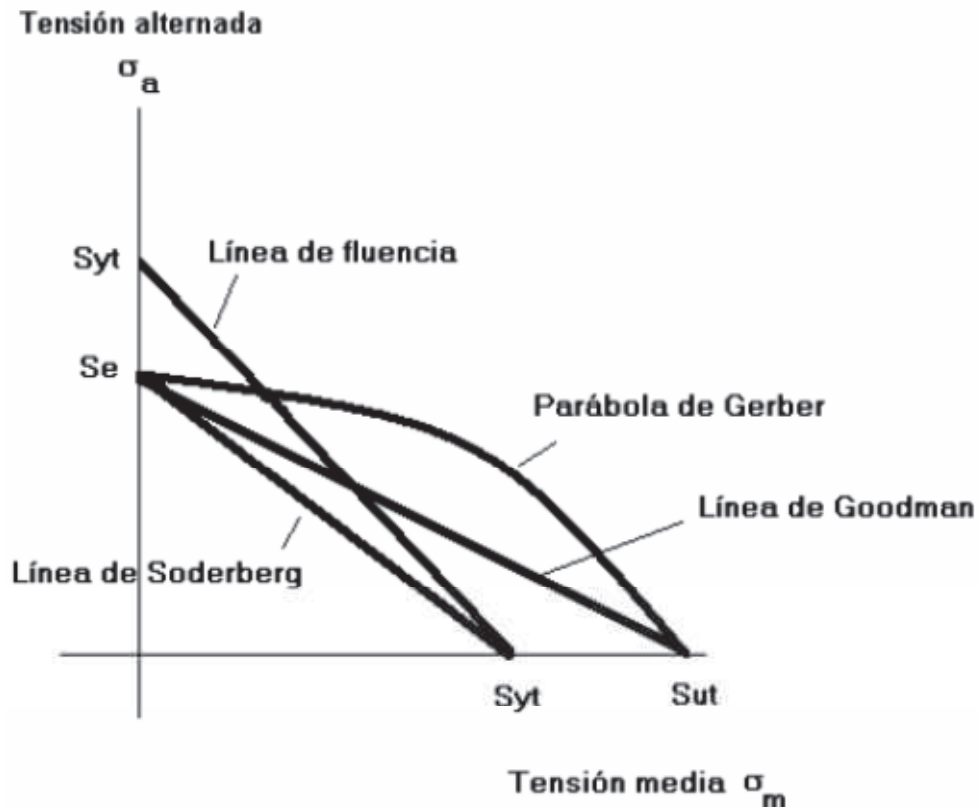


Imagen 2.51: Criterios de fallo

El criterio más empleado es el criterio de Goodman. En este criterio se distingue entre tensiones medias tractivas y compresivas, y considera que las tensiones medias compresivas no afectan a la vida a fatiga. Cuando además se incluye la fluencia como criterio de fallo, surge el diagrama de Goodman modificado. Considerese C.S. el factor de seguridad, tal que $C.S. = (C.S.1, C.S.2)$. C.S.1 es el factor de seguridad que cumple el criterio de fluencia. C.S.2 es el factor de seguridad que cumple el criterio de Goodman. El criterio de Gerber no se recomienda en materiales frágiles.

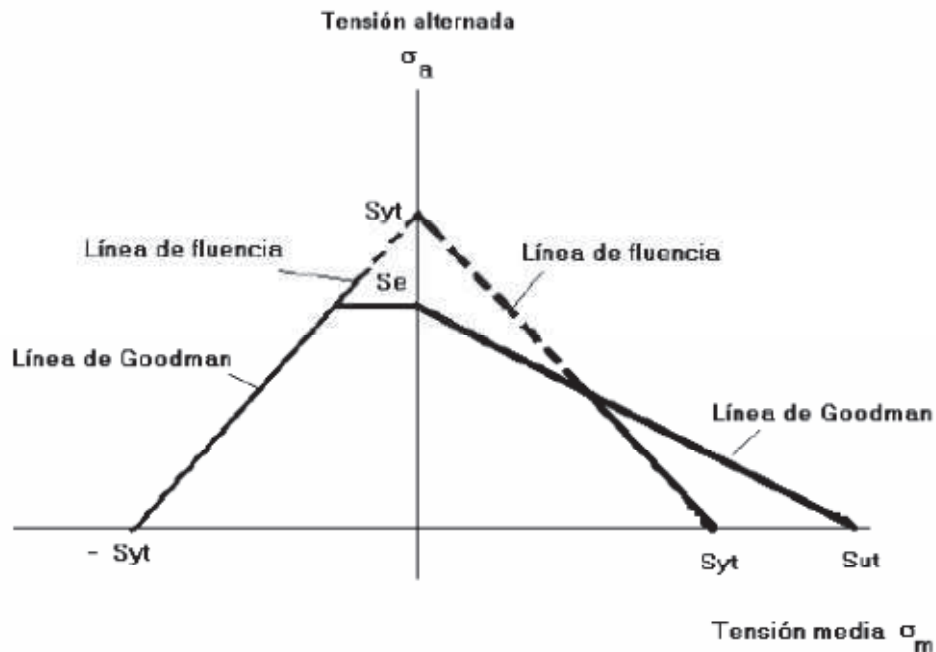


Imagen 2.52: Diagrama de Goodman modificado (Smith)

La parte de la izquierda del gráfico es el diagrama de Goodman sin tomar en cuenta los concentradores de tensión, mientras en que la parte derecha estos si son tomados en cuenta.

El criterio de Goodman, se calcula de la siguiente manera:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}/CS} + \frac{\sigma_a}{S_e/CS} = 1$$

Mediante esta fórmula, se puede obtener el coeficiente de seguridad de Goodman (C.S.):

Para $\varnothing = 30 \text{ mm}$

$$C.S. = \frac{1}{(\sigma_m/S_{ut}) + (\sigma_a/S_e)} = \frac{1}{(251,092/1100) + (46,742/414,49)} = \mathbf{2,93 \text{ en su sección crítica}}$$

Para $\varnothing = 35 \text{ mm}$

$$C.S. = \frac{1}{(\sigma_m/S_{ut}) + (\sigma_a/S_e)} = \frac{1}{(158,122/1100) + (29,435/407,43)} = \mathbf{4,63 \text{ en su sección crítica}}$$

Para $\varnothing = 40 \text{ mm}$

$$C.S. = \frac{1}{(\sigma_m/S_{ut}) + (\sigma_a/S_e)} = \frac{1}{(105,93/1100) + (19,719/401,078)} = \mathbf{6,87 \text{ en su sección crítica}}$$

Los tres son unos coeficientes de seguridad aceptables, por tanto se puede decir que los dos diámetros serán válidos. Con este coeficiente lo que se consigue es saber si el eje se encuentra en la zona segura de funcionamiento como se ve en el siguiente gráfico:

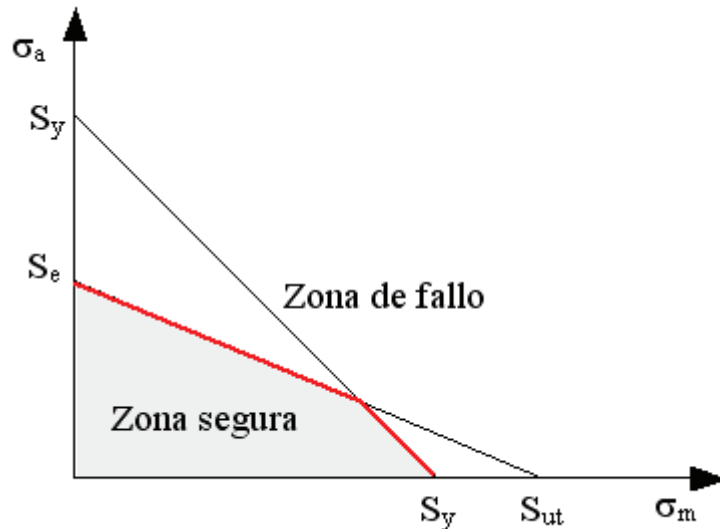


Imagen 2.53: Diagrama de Goodman modificado

Si el coeficiente de seguridad es mayor que 1 se dice que se trabaja por debajo de la línea de Goodman y por tanto queda ver si cumple también que trabaje por debajo de la línea de fluencia para saber si está en la zona segura de trabajo.

Para comprobar si el eje cumple las condiciones a fluencia, esta se verifica mediante el cumplimiento de la siguiente fórmula:

$$\sigma_m + \sigma_a = S_y / C.S.$$

Mediante esta fórmula, se puede obtener el coeficiente de seguridad de fluencia (C.S.):

Para $\varnothing = 30 \text{ mm}$

$$C.S. = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{850}{236,736 + 38,343} = \mathbf{3,09 \text{ en su sección crítica}}$$

Para $\varnothing = 35 \text{ mm}$

$$C.S. = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{850}{158,122 + 29,435} = \mathbf{4,53 \text{ en su sección crítica}}$$

Para $\varnothing = 40 \text{ mm}$

$$C.S. = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{850}{126,634 + 16,176} = \mathbf{5,95 \text{ en su sección crítica}}$$

En la siguiente tabla se muestran los coeficientes de seguridad de Goodman y de fluencia para las demás secciones:

	Deje= 40mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
CS1	11,90	13,64	13,64	5,88	12,88
CS2	9,19	10,54	10,54	5,56	9,95
	Deje= 35mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
CS1	7,18	8,00	8,00	3,79	7,65
CS2	5,55	6,18	6,18	3,56	5,91
	Deje= 30mm				
	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E	Sección F
CS1	4,52	5,04	5,04	2,39	4,82
CS2	3,49	3,89	3,89	2,24	3,72

Tabla 2.24: Coeficientes de seguridad para flexión del eje.

Los tres diámetros cumplirán que su coeficiente de seguridad a fluencia es mayor que 1 y como hemos visto antes que también cumplen con el criterio de Goodman se puede asegurar que el eje trabaja siempre en la zona segura del diagrama de Goodman modificado. Por todo lo dicho decimos que los diámetros $\varnothing = 30\text{mm}$, $\varnothing = 35\text{mm}$ y $\varnothing = 40\text{mm}$ son validos a fluencia.

2.3.8.- Tensiones fluctuantes a torsión

Una vez que se ha comprobado la validez de los diámetros para la flexión se debe hacer lo mismo para los esfuerzos a torsión.

Las resistencias a torsión se consideran:

Resistencia a fluencia en Torsión: $S_{ys} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot S_y = 0,577 \cdot S_y$

Resistencia a fatiga en Torsión: $S_{es} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot S_e = 0,577 \cdot S_e$

Como se trata de un sistema sin tensiones alternas a torsión, estos serán los valores de la línea de Goodman y de la línea de fluencia para el caso de torsión constante:

Línea de Goodman: $\frac{\tau_m}{S_{us}} \leq \frac{1}{CS_1}$

Línea de fluencia: $\tau_m \leq \frac{S_{ys}}{CS_2}$

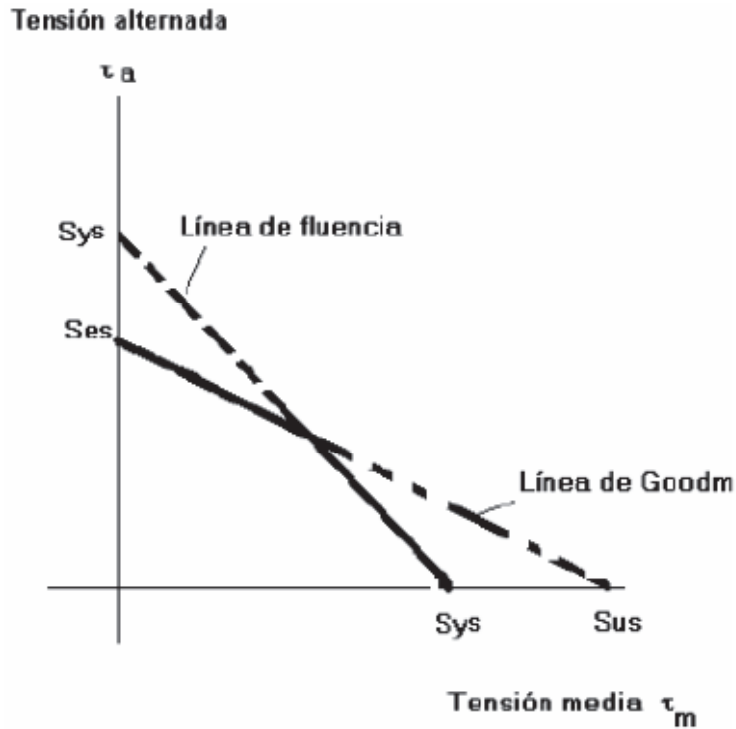


Imagen 2.54: Con concentradores

Por tanto los valores de los coeficientes de seguridad para cada diámetro serán:

$$S_{ys} = 0,577 \cdot 850 = 490,45 \text{ MPa}$$

$$S_{es} = 0,577 \cdot 1100 = 634,7 \text{ MPa}$$

Para $\varnothing = 30 \text{ mm}$

$$S_{es} = 0,577 \cdot 1100 = 250,39 \text{ MPa}$$

$$CS_1 = \frac{1}{\frac{\tau_m}{S_{us}}} = \frac{1}{126,09/634,7} = \mathbf{5,03}$$

$$CS_2 = \frac{1}{\frac{\tau_m}{S_{ys}}} = \frac{1}{126,09/490,45} = \mathbf{3,88}$$

Para $\varnothing = 35 \text{ mm}$

$$S_{es} = 0,577 \cdot 414,49 = 239,16 \text{ MPa}$$

$$CS_1 = \frac{1}{\frac{\tau_m}{S_{es}}} = \frac{1}{79,405/634,7} = \mathbf{7,99}$$

$$CS_2 = \frac{1}{\frac{\tau_m}{S_{ys}}} = \frac{1}{79,405/490,45} = \mathbf{6,17}$$

Para $\varnothing = 40 \text{ mm}$

$$S_{es} = 0,577 \cdot 401,078 = 231,42 \text{ MPa}$$

$$CS_1 = \frac{1}{\frac{\tau_m}{S_{es}}} = \frac{1}{46,546/634,7} = \mathbf{13.63}$$

$$CS_2 = \frac{1}{\frac{\tau_m}{S_{ys}}} = \frac{1}{46,546/490,45} = \mathbf{10.54}$$

Como se ha dicho anteriormente, como la torsión es constante a lo largo del eje, estos valores de los coeficientes de seguridad para la torsión se repetirán en todas las secciones.

Como se puede observar los tres diámetros son validos a torsión a lo largo del eje, por lo que serán validos para el vehículo.

2.3.9.- Conclusión final para el eje

Como se ha visto en los apartados anteriores, vemos que el eje no será válido para un diámetro de 30 mm ya que solo tendrá una durabilidad a torsión de 192 horas. Aunque el diámetro de 40 mm tenga una durabilidad muy superior al de 35 mm, teniendo en cuenta que el vehículo será utilizado únicamente en circuito, se considera que para cuando el vehículo circule 3600 horas a máxima tracción en primera velocidad deberán pasar al menos 20000 horas de funcionamiento habitual en circuito del mismo, lo que se considerará que es más que suficiente, y teniendo en cuenta su menor coste y peso se seleccionará el eje de 35 mm de diámetro.

$\varnothing = 35 \text{ mm}$ será el diámetro de eje que se utilizará para la transmisión del Kart.

Por tanto las características y dimensiones del eje trasero serán:

-Material: El eje será fabricado en **Acero GOST 30XRC de tratamiento TR** (Templado y Revenido), $S_{ut} = 1100 \text{ MPa}$ y $S_y = 850 \text{ MPa}$ y **65HRC**

-Criterios de forma:

-Longitud= 1400 mm

-Diámetro: $\varnothing = 35 \text{ mm}$ a lo largo de todo el eje.

- Mecanizaciones sobre el eje;

- Torneado a $\varnothing = 30 \text{ mm}$ en los primeros 50 mm de cada borde del eje, con un ángulo de 30° al unirse a la sección de 35 mm de diámetro. (Esto se hace exclusivamente para posibilitar la introducción de los retenes de aceite de los rodamientos como se verá en los siguientes apartados)

- **Fresado de una ranura de 40x10x4 mm a 105 mm de un extremo** (Esto se hará para la introducción de la chaveta que se verá en el siguiente apartado).

A continuación se muestra una imagen del eje diseñado desde el programa Catia V5:

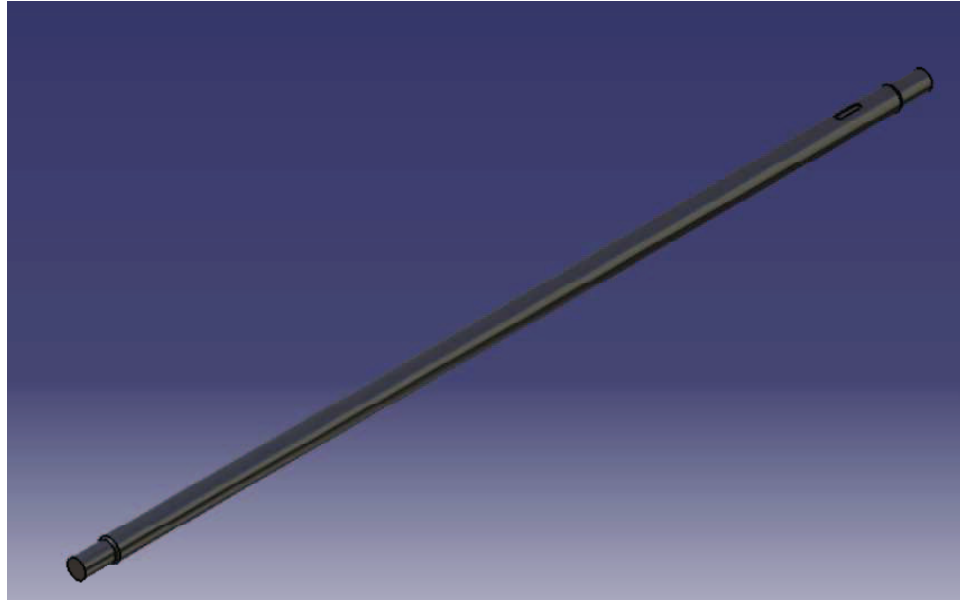


Imagen 2.55: Eje trasero.

2.4.- Elección de las chavetas

Para que las ruedas dentadas seleccionadas puedan ser conducidas por el movimiento giratorio del eje de la transmisión primaria, es decir la caja de cambios, y para poder transmitir este movimiento al eje trasero, se han de colocar chavetas en ambos ejes, en el conductor de la caja de cambios y en el conducido, en este caso el eje trasero.

Para la colocación de las chavetas en los ejes se les mecanizará un hueco de la medida de la chaveta a los ejes mediante una fresadora industrial de CNC.

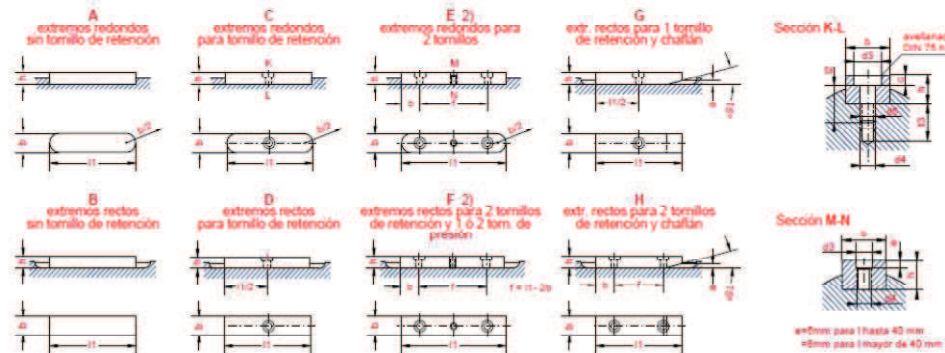
A continuación se muestra los tipos de chavetas disponibles en el mercado según sus correspondientes normas:



Imagen 2.56: Tipos de chavetas, según normas DIN.

Para la colocación de las ruedas dentadas en el eje las chavetas mas indicadas son las rectangulares de bordes redondeados de norma DIN 6885 A.

La elección de las mismas se dispondrá del catalogo de chavetas del fabricante de elementos normalizados OPAC.SL.



Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b		2		3		4		5		6		8		10		12		14		16		18		20		22		25			
Altura h		2		3		4		5		6		8		10		12		14		16		18		20		22		25					
Para diámetro del eje d1 (3)		6		8		10		12		17		22		30		38		44		50		58		65		75		85		95			
hasta		8		10		12		17		22		30		38		44		50		58		65		75		85		95					
Chavetero del eje	Anchura b (4)	asiento	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,988	7,985	9,985	11,962	13,962	15,962	17,962	19,978	21,978	24,978																
		fijo P9	Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,989	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,925	24,925																
	Profundidad (15)	asiento	Máxima	2	3	4	5	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000	20,000	25,000																
		ligero N9	Mínima	1,975	2,975	3,970	4,97	5,97	7,964	9,954	11,957	13,957	15,957	17,957	19,948	21,948	24,948																
Chavetero del tallo	Anchura b (4)	asiento	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	7,985	9,985	11,982	13,982	15,982	17,957	19,978	21,978	24,978																
		fijo P9	Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	7,949	9,949	11,939	13,939	15,939	17,939	19,926	21,926	24,926																
	Profundidad (12)	asiento	Máxima	2,012	3,012	4,015	5,015	6,015	8,018	10,018	12,021	14,021	16,021	18,021	20,026	22,026	25,026																
		ligero N9	Mínima	1,987	2,987	3,985	4,985	5,985	7,962	9,962	11,978	13,978	15,978	17,978	19,974	21,974	24,974																
Redondeo del fondo del chavetero	Profundidad (12)	con juego en el lomo	0,9	1,3	1,6	1,1	2,1	1,6	2,5	1,9	2,9	2,3	3,3	2,1	3,1	2,0	3,5	2,3	3,8	2,2	4,2	2,6	4,6	3,0	5,5	2,8	5,3						
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2						
	Redondeo del fondo del chavetero	con aprieto	0,7	1,1	1,4	0,9	1,9	1,2	2,2	1,5	2,5	1,9	2,9	1,7	2,7	1,6	3,3	1,9	3,4	1,8	3,7	2,2	4,1	2,5	5,0	2,4	4,8						
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	
		r	0,2	0,2	0,4	0,2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6		
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2		
longitud (11-5) (6)	Uff. adm. Macho Hembra	Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)																															
6	-0,2	+0,2	0,188																														
8			0,251	0,565																													
10			0,314	0,707	1,25																												
12			0,377	0,848	1,51	1,41	2,35																										
14			0,44	0,989	1,76	1,65	2,75																										
16			0,502	1,13	2,01	1,88	3,14	30,1	4,52																								
18			0,565	1,27	2,26	2,12	3,53	3,39	5,09																								
20			0,628	1,14	2,51	2,36	3,92	3,77	5,65	6,28	8,8																						
22				1,55	2,78	2,50	4,32	4,14	6,2	6,9	9,67																						
25				1,77	3,14	2,94	4,91	4,71	7,07	7,85	11,0	11,8	15,7																				
28	-0,3	+0,3		1,98	3,52	3,30	5,20	5,28	7,91	8,79	12,3	13,2	17,5																				
32				2,26	4,02	3,77	5,28	6,03	9,04	10,0	14,1	15,1	20,1	18,1	24,1																		
36				2,54	4,52	4,24	7,06	6,78	10,2	11,3	15,8	17,0	22,6	20,3	27,1																		
40					5,02	4,71	7,85	7,54	11,3	12,6	17,6	18,8	25,1	22,5	30,1	26,4	39,6																
45					5,65	5,30	8,83	8,48	12,7	14,1	18,8	21,2	28,3	25,4	33,9	29,7	44,5	39,6	56,5														
50						5,89	9,81	9,42	14,1	15,7	22,0	23,6	31,4	28,3	37,7	33,0	49,5	44,0	62,8	49,5	77,7												
56						6,59	11,0	10,6	15,8	17,6	24,6	26,4	35,2	31,6	42,2	36,9	55,4	49,2	70,3	55,4	87,0	70,3	106										
63									11,9	17,8	19,8	27,7	29,7	39,6	35,5	47,5	41,5	62,3	55,4	79,1	62,3	97,9	79,1	119	98	152							
70									13,2	19,8	22,0	30,8	33,0	44,0	39,6	52,8	46,2	69,2	61,5	88,0	69,2	109	87,9	132	109	169	124	182					
80			-0,5	+0,5								25,1	35,2	37,7	50,2	45,2	60,3	52,8	79,1	70,3	100	79,1	124	100	151	124	193	141	220				
90											28,3	39,6	42,4	56,5	50,9	67,8	59,3	89,0	79,1	113	89,0	140	113	170	140	218	158	247					
100													47,1	62,8	56,5	75,4	65,9	98,9	87,9	125	98,9	155	126	188	155	242	177	275					
110													51,8	69,1	62,2	82,9	72,5	109	96,7	138	109	171	138	207	171	266	194	302					
125														70,6	94,2	82,4	124	110	157	124	194	157	235	194	302	221	343						
140															79,1	106	92,3	138	123	176	138	218	176	264	218	338	247	385					
160																			105	158	141	201	158	249	201	301	249	387	283	440			
180																					158	226	178	280	226	339	280	435	318	495			
200																						198	311	251	377	311	484	353	550				
220																								275	414	342	532	369	604				
250																																	
280																																	
315																																	
355																																	
400																																	
Peso a deducir para forma A			0,013	0,045	0,108	0,126	0,211	0,243	0,364	0,539	0,755	1,01	1,35	1,46	1,94	1,98	2,97	3,02	4,31	3,82	6	5,39	8,09	7,34	11,4	9,5	14,7						
Ajuste para tornillos de retención y tornillos de presión	Agujero de los machos	d2	5,9							5,9		7,4		9,4		9,4		10,4		10,4		10,4		10,4		13,5							
		d4	3,2								3,2		4,3		5,3		5,3		6,4		6,4		6,4		8,4								
		c	2,5								2,3		3,5		4		5		5		6		6		7								
		e	—								—		—		2		2		4		5		7		7								
Profundidad del agujero taladrado	i3	7								8		10		10		10		12		12		13		14									
	d3 x i2	M3 x i6	M3 x i10	M4 x i10	M5 x i10	M5 x i10	M6 x i12	M6 x i16	M6 x i15	M8 x i16																							

Tabla 2.25: Chavetas rectangulares norma DIN 6885

La chaveta debe permitir la transmisión de potencia entre los elementos unidos. Ello implicará dos posibles mecanismos de fallo de dicho elemento: fallo por cizallamiento, y fallo por aplastamiento. El procedimiento de dimensionado es la selección de la sección de la chaveta a partir del diámetro del eje, entrando en las tablas anteriores que proporciona la norma. Lo que resta por dimensionar es la longitud de la chaveta necesaria para que no se produzca el fallo. En la siguiente figura se esquematiza una unión con una chaveta de dimensiones $b \times h$, y longitud l .

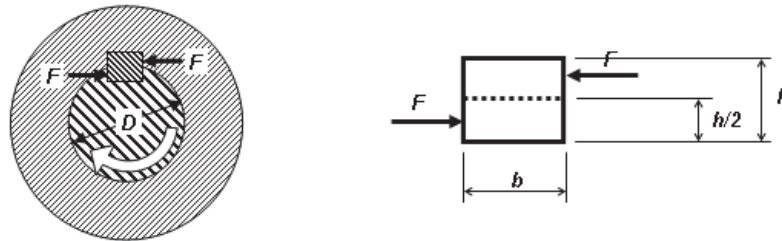


Imagen 2.57: Unión con una chaveta DIN 6885 A

Como el eje de la caja de cambios tiene un diámetro de 15 mm y el piñón de la transmisión secundaria seleccionado antes tiene una anchura de 30 mm se escoge el tipo de chaveta **DIN 6885 A 5x5x30 de Acero SAE-1045**.

Para el eje trasero, al ser este de 35 mm de diámetro y la anchura de la corona de la transmisión de 40 mm se elige el tipo de chaveta **DIN 6885 A 10x8x40 de Acero SAE-1045**.

Ahora se hará un breve cálculo para verificar el correcto dimensionado de la longitud de las chavetas. Se deben hacer dos distinciones en los cálculos, el fallo por cizallamiento y el fallo por aplastamiento.

Fallo por cizallamiento:

La fuerza de corte F sobre la chaveta, debida al momento M que se transmite será:

$$F = \frac{2 \cdot M}{D}$$

con lo que las tensiones en la sección de corte:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2 \cdot M}{D \cdot A}$$

Si se utiliza el criterio de Tresca para su dimensionado, la longitud l necesaria para que no se produzca el fallo, con un coeficiente de seguridad n_s será:

$$l \geq \frac{4 \cdot M \cdot n_s}{D \cdot b \cdot S_y}$$

Fallo por aplastamiento:

La tensión de compresión sobre las caras laterales de la chaveta será:

$$\sigma_{apl} = \frac{F}{A_{apl}} = \frac{2 \cdot M}{D \cdot \frac{h}{2} \cdot l}$$

Para la cual se considera una tensión admisible de aplastamiento 2 veces la tensión normal máxima admisible del material, con lo que la longitud necesaria para que no se produzca el fallo, con un coeficiente de seguridad n_s es:

$$l \geq \frac{2 \cdot M \cdot n_s}{D \cdot h \cdot S_y}$$

Finalmente, se escogerá la longitud más desfavorable obtenida de las dos comprobaciones anteriores.

Un coeficiente de seguridad adecuado para la mayoría de aplicaciones industriales es $n_s = 1,5$. Si la longitud calculada excediera el espacio disponible para la chaveta, se aumentará el número de chavetas, distribuyéndolas siempre uniformemente en la periferia. Si el número de chavetas necesario es superior o igual a 3, es recomendable utilizar ejes acanalados en su lugar.

Las características del acero SAE-1045 son las siguientes:

Dureza: BRINELL 178 - 266 HB equivalente en VICKERS HV 187- 283. Resistencia a la tracción: 900 N. x mm². Fluencia límite: 480 N x mm² (mínimo). Alargamiento s/50 mm: 14 - 24 % (mínimo). Estricción: 35 - 55 % (mínimo).

- *Calculo de la longitud de la chaveta para el piñón o rueda dentada pequeña:*

El momento M en el eje de salida del eje de la caja de cambios manual en primera velocidad será el calculado anteriormente para los cálculos de la tensión en la cadena, al calcular el eje trasero. Por tanto se puede proceder al cálculo de la longitud de la chaveta:

- *Fallo por cizallamiento*

$$M = M_{\text{eje tractor}} = 668551 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$l = 30 \text{ mm} \geq \frac{4 \cdot 668551 \cdot 1,5}{15 \cdot 5 \cdot 480} = 59,4 \text{ mm}$$

Como en este caso no se cumple la longitud necesaria de la chaveta, se colocarán 2 chavetas con una disposición de 180° en el eje. Así se tendrá que:

$$l_{eq} = 2 \cdot 30 = 60 \geq 59,4 \text{ mm}$$

- Fallo por aplastamiento

$$l = 30 \text{ mm} \geq \frac{2 \cdot 668551 \cdot 1,5}{15 \cdot 5 \cdot 480} = 29,7 \text{ mm}$$

Como se puede observar la longitud si cumple el requisito de fallo por aplastamiento.

- *Calculo de la longitud de la chaveta para la corona o rueda dentada grande:*

El momento M en el eje trasero en la sección donde va situada la rueda dentada (sección E), será el calculado en cuando se calcularon los momentos sobre el eje trasero. Por tanto se puede proceder al cálculo de la longitud de la chaveta:

- *Fallo por cizallamiento*

$$M = M_{\text{eje tractor}} = 677009 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$l = 40 \text{ mm} \geq \frac{4 \cdot 677009 \cdot 1,5}{30 \cdot 10 \cdot 480} = 28,21 \text{ mm}$$

- *Fallo por aplastamiento*

$$l = 40 \text{ mm} \geq \frac{2 \cdot 677009 \cdot 1,5}{30 \cdot 8 \cdot 480} = 17,63 \text{ mm}$$

Como se puede observar la longitud de la chaveta es válida tanto para el fallo por cizallamiento como por aplastamiento.

Por lo tanto se tendrán las siguientes chavetas:

- 2 chavetas **DIN 6885 A 5x5x30 de Acero SAE-1045.**
- 1 chaveta **DIN 6885 A 10x8x40 de Acero SAE-1045.**

2.5.- Elección de los rodamientos

Para la sujeción del eje con el chasis y su buen funcionamiento, permitiéndole la movilidad necesaria sin producir rozamientos ni desgaste entre ambos elementos es necesario la colocación de rodamientos. Estos permitirán un movimiento libre de rozamientos al girar el eje, haciendo posible su correcto funcionamiento.

Para la elección de rodamientos, se debe tener en cuenta las cargas que soportará cada uno de ellos. Se tienen los datos de las cargas radiales obtenidas en los puntos de apoyo para el caso más desfavorable, el de aceleración a máxima tracción, y se considerarán cargas axiales únicamente en el apoyo exterior E, equivalentes a las cargas sobre el eje trasero para las situaciones de paso por curva. Como no se sabe con seguridad el valor de estas cargas axiales, se considerarán menores que la carga sobre el eje trasero en situación estática del vehículo, es decir el peso del vehículo sobre el eje trasero, por lo que se tomará dicha carga como dato.

Por lo tanto se tienen las siguientes cargas para cada punto de anclaje del eje con el chasis:

Parámetros	Sección B	Sección C	Sección D	Sección E
F_r (N)	1534	578,75	578,75	6877
F_a (N)	0	0	0	1451

Lo primero que se debe decidir es el tipo de rodamiento. Como se ha explicado en la memoria del proyecto, los rodamientos de bolas son idóneos para cargas radiales y los cónicos para cargas elevadas radiales y axiales. Por eso para los rodamientos de los apoyos en las secciones B, C y D se seleccionarán rodamientos de bolas, ya que solo soportan cargas radiales de bajo valor, mientras que para el apoyo en la sección E se seleccionará un rodamiento de rodillos cónicos.



Imagen 2.58: Rodamientos de bolas



Imagen 2.59: Rodamientos de rodillos cónicos

Los rodamientos que se seleccionarán para el eje trasero serán obtenidos del fabricante de rodamientos NSK. Este fabricante recomienda la elección de los mismos en base a un índice básico de carga determinado mediante la siguiente ecuación:

$$C = \frac{f_h \cdot P}{f_n} \quad ; \quad P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

- Donde
- C: Índice básico de carga
 - P: Carga dinámica equivalente (N)
 - f_h : Factor de vida a fatiga
 - f_n : Factor de velocidad
 - F_r : Carga radial sobre el rodamiento
 - F_a : Carga axial sobre el rodamiento
 - X: Factor de carga radial para los rodamientos
 - Y: Factor de carga axial para los rodamientos

Estos factores se obtienen mediante la siguiente tabla proporcionada por el fabricante SNK:

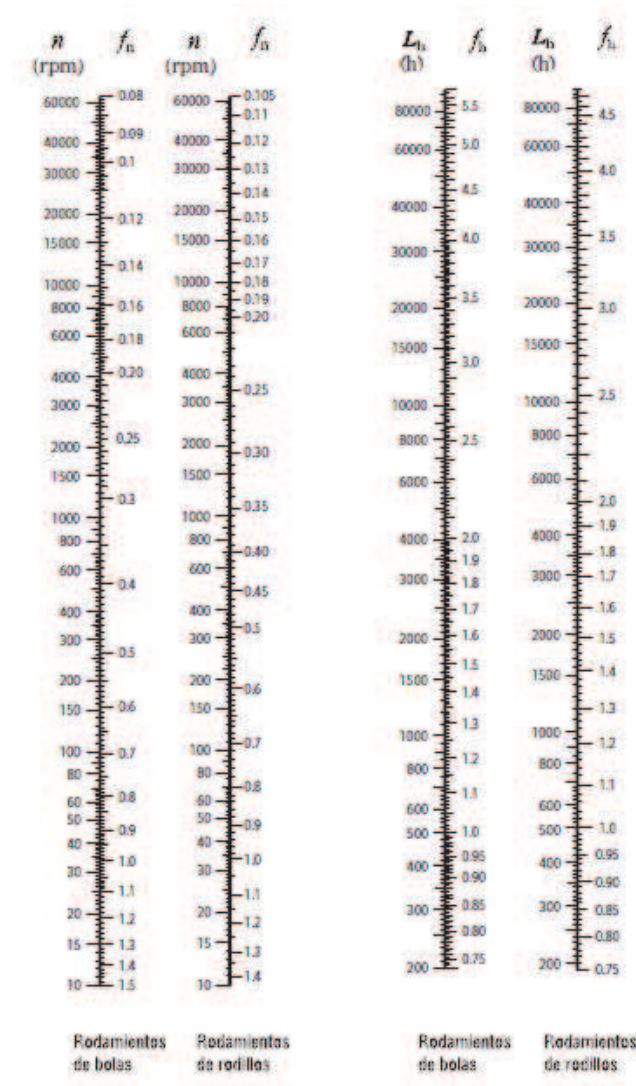


Tabla 2.26: Factores de vida a fatiga y de velocidad

Como ya se ha calculado anteriormente, se sabe que la velocidad del eje de salida de la caja de cambios a máxima velocidad es de 1400 rpm y que la vida útil del eje a máxima tracción es de 3600 horas, por lo tanto obtenemos los siguientes valores:

- Para los rodamientos de bolas (secciones C y D)

El fabricante NSK, indica que en los rodamientos de bolas si $F_a/F_r < e$ el factor X será igual a uno y el factor E igual a cero.

Como en estas secciones no existen cargas axiales se tomará $X=1$ e $Y=0$ de tal manera que la carga dinámica equivalente será:

$$f_n = 0,28$$

$$f_h = 1,92$$

$$P_{C,D} = F_r = 578,75 \text{ N en las secciones C y D}$$

$$C_{C,D} = \frac{1,92 \cdot 578,75}{0,28} = 3968,5 \text{ N en las secciones C y D}$$

$$P_B = F_r = 1534 \text{ N en la sección B}$$

$$C_B = \frac{1,92 \cdot 1534}{0,28} = 10518 \text{ N en la sección B}$$

A partir de los índices básicos de carga y la tabla de rodamientos de bolas se seleccionan los rodamientos:

RODAMIENTOS DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA DE UNA SOLA HILERA

Diámetro interior 25-45 mm

Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica				Factor	Velocidad Límite (rpm)			Número de Rodamientos			
d	D	B	r min.	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}		Grasa	Anillo		Abierto	Sellado		
25	37	7	0,3	4.500	3.150	455	320	16,7	18.000	10.000	22.000	6805	ZZ	VV	DD
	42	9	0,3	7.050	4.550	715	460	15,4	16.000	10.000	19.000	6905	ZZ	VV	DDU
	47	8	0,3	8.950	5.600	905	570	15,1	15.000	—	18.000	16005	—	—	—
	47	12	0,6	10.100	5.950	1.030	595	14,5	15.000	9.500	18.000	6905	ZZ	VV	DDU
	52	15	1	14.000	7.850	1.430	800	13,9	13.000	9.000	15.000	6205	ZZ	VV	DDU
	62	17	1,1	20.600	11.200	2.100	1.150	13,2	11.000	8.000	13.000	6305	ZZ	VV	DDU
28	52	12	0,6	12.500	7.400	1.370	755	14,5	14.000	8.500	16.000	60/28	ZZ	VV	DDU
	56	16	1	16.600	9.550	1.700	970	13,9	12.000	8.000	14.000	62/28	ZZ	VV	DDU
	66	18	1,1	26.700	14.000	3.730	1.430	12,4	10.000	7.500	13.000	63/28	ZZ	VV	DDU
	47	7	0,3	4.700	3.650	480	370	16,4	15.000	9.000	18.000	6806	ZZ	VV	DD
30	47	9	0,3	7.750	5.000	740	510	15,8	14.000	8.500	17.000	6906	ZZ	VV	DDU
	55	9	0,3	11.300	7.350	1.150	750	15,2	15.000	—	15.000	16006	—	—	—
	55	13	1	13.200	8.300	1.350	845	14,7	13.000	8.000	15.000	6006	ZZ	VV	DDU
	62	16	1	19.500	11.300	1.980	1.150	13,8	11.000	7.500	13.000	6206	ZZ	VV	DDU
32	72	19	1,1	26.700	15.000	2.720	1.530	13,3	9.500	6.700	12.000	6306	ZZ	VV	DDU
	66	13	1	15.100	9.150	1.530	995	14,6	12.000	7.500	14.000	60/32	ZZ	VV	DDU
	66	17	1	20.700	11.600	2.120	1.190	13,6	10.000	7.100	12.000	62/32	ZZ	VV	DDU
	75	20	1,1	29.900	17.000	3.050	1.730	13,2	9.000	6.300	11.000	63/32	ZZ	VV	DDU
35	47	7	0,3	4.900	4.130	500	420	16,7	18.000	7.500	16.000	6807	ZZ	VV	DD
	55	10	0,6	10.600	7.250	1.080	740	15,3	12.000	7.500	15.000	6907	ZZ	VV	DDU
	62	9	0,3	11.700	8.200	1.190	805	15,6	11.000	—	13.000	16007	—	—	—
	62	14	1	16.000	10.300	1.630	1.050	14,8	11.000	6.700	13.000	6007	ZZ	VV	DDU
40	72	17	1,1	25.700	15.300	2.620	1.580	13,8	9.500	6.200	11.000	6207	ZZ	VV	DDU
	80	21	1,5	33.500	19.200	3.400	1.960	13,2	8.500	6.000	10.000	6307	ZZ	VV	DDU
	52	7	0,3	6.350	5.650	650	565	17,0	12.000	6.700	14.000	6808	ZZ	VV	DD
	62	12	0,6	13.700	10.000	1.390	1.020	16,7	11.000	6.300	13.000	6908	ZZ	VV	DDU
45	66	9	0,3	12.600	9.650	1.290	985	16,0	10.000	—	12.000	16008	—	—	—
	66	15	1	16.800	11.900	1.710	1.190	15,3	10.000	6.000	12.000	6008	ZZ	VV	DDU
	80	18	1,1	29.100	17.950	3.870	1.620	14,3	8.500	5.600	10.000	6208	ZZ	VV	DDU
	90	23	1,5	40.500	24.000	4.150	2.460	13,2	7.500	5.300	9.000	6308	ZZ	VV	DDU
50	58	7	0,3	6.600	6.150	675	625	17,7	11.000	6.000	13.000	6909	ZZ	VV	DD
	66	12	0,6	14.100	10.900	1.440	1.110	16,9	9.500	5.600	12.000	6009	ZZ	VV	DDU
	75	10	0,6	14.900	11.400	1.520	1.160	16,9	9.000	—	11.000	16009	—	—	—
	75	16	1	20.900	15.200	2.140	1.580	15,3	9.000	5.300	11.000	6009	ZZ	VV	DDU
85	39	1,1	31.500	20.400	3.200	2.080	14,4	7.500	5.300	9.000	6209	ZZ	VV	DDU	
	100	25	1,5	53.000	32.000	5.400	3.250	13,1	6.700	4.600	9.000	6309	ZZ	VV	DDU

Notas (*) Para determinar dimensiones de las ranuras y de los anillos de fijación, consulte las Páginas A50 a A63.
(*) Cuando se aplican cargas axiales positivas, aumenta d₂ y disminuye d₁ respecto a los valores indicados.

B 10

Tabla 2.27: Rodamientos de bolas NSK

Para las secciones C y D se selecciona el rodamiento de bolas **NSK 6807 (d=35, D=47, B=7, C_r=4900 N) de la serie ISO 335**

Para la sección B se selecciona el rodamiento de bolas **NSK 6907(d=35, D=55, B=10, C_r=10600 N) de la serie ISO 335**

- Para los rodamientos de rodillos cónicos (sección E)

Para los rodamientos de rodillos cónicos el fabricante NSK ofrece la siguiente tabla para la determinación de los factores X e Y.

Carga Dinámica Equivalente

$$P = XF_r + YF_a$$

$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0.4	Y_1

Tabla 2.28: factores de carga radial y axial para rodamientos de rodillos cónicos

$$F_a/F_r = 1451/6877 = 0,21$$

Como la e mínima para este tipo de rodamientos con diámetro interior de 35 mm es de 0,29, tenemos que X=1 e Y = 0, por tanto:

$$f_n = 0,33$$

$$f_h = 1,8$$

$$P_E = F_r = 6877 \text{ N}$$

$$C_E = \frac{1,8 \cdot 6877}{0,33} = 37510 \text{ N en la sección E}$$

A partir de los índices básicos de carga y la tabla de rodamientos de rodillos cónicos se seleccionan los rodamientos:

RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS DE UNA SOLA HILERA

Diámetro interior 30-35 mm

Carga Elástica Equivalente

$P = X_1 X_2 Y F_L$

X_1	X_2	Y	F_L
1	1	1	1
1	1	1	1
1	1	1	1

Carga Elástica Equivalente

$H_L = 0.0145 X_1 X_2 F_L$

Cuando $H_L > 0.0145 X_1 X_2 F_L$ use $H_L = F_L$

Los valores de X_1 , X_2 , Y , F_L se encuentran en la tabla siguiente.

Dimensiones (mm)					Indice Básico de Carga					Velocidad Límite (rpm)				
d	D	T	B	C	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆	C ₇	C ₈	C ₉	
30	47	12	12	9	0.3	0.3	17 600	24 400	1 800	2 400	7 500	10 000	10 000	
30	56	17	17	12	1	1	36 000	44 500	3 700	4 900	15 000	20 000	20 000	
30	62	20	20	14	1	1	42 000	54 500	4 200	5 600	17 500	23 500	23 500	
40	62	17.5	16	14	1	1	47 000	47 500	4 400	4 800	16 000	16 000	16 000	
40	62	17.5	16	17	1	1	51 000	60 000	5 000	6 100	20 000	20 000	20 000	
40	62	20	20	16	1	1	49 000	56 000	4 800	5 700	18 000	18 000	18 000	
40	62	20	20	19.5	1	1	56 500	79 500	5 600	8 100	22 500	30 500	30 500	
40	62	20.5	19	14	1.5	1.5	56 500	55 500	5 600	5 600	17 500	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	60 000	52 500	6 000	5 700	18 000	16 000	16 000	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	69 000	52 500	6 900	5 500	18 000	16 000	16 000	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	76 000	66 500	7 600	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	80 000	66 500	8 000	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	86 500	66 500	8 650	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	91 000	66 500	9 100	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	98 000	66 500	9 800	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	105 000	66 500	10 500	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	112 000	66 500	11 200	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	119 000	66 500	11 900	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	126 000	66 500	12 600	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	133 000	66 500	13 300	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	140 000	66 500	14 000	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	147 000	66 500	14 700	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	154 000	66 500	15 400	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	161 000	66 500	16 100	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	168 000	66 500	16 800	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	175 000	66 500	17 500	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	182 000	66 500	18 200	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	189 000	66 500	18 900	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	196 000	66 500	19 600	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	203 000	66 500	20 300	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	210 000	66 500	21 000	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	217 000	66 500	21 700	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	224 000	66 500	22 400	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	231 000	66 500	23 100	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	238 000	66 500	23 800	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	245 000	66 500	24 500	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	252 000	66 500	25 200	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	259 000	66 500	25 900	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	266 000	66 500	26 600	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	273 000	66 500	27 300	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	280 000	66 500	28 000	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	287 000	66 500	28 700	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	294 000	66 500	29 400	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	301 000	66 500	30 100	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	308 000	66 500	30 800	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	315 000	66 500	31 500	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	322 000	66 500	32 200	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	329 000	66 500	32 900	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	336 000	66 500	33 600	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	343 000	66 500	34 300	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	350 000	66 500	35 000	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	357 000	66 500	35 700	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	364 000	66 500	36 400	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	371 000	66 500	37 100	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	378 000	66 500	37 800	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	385 000	66 500	38 500	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	392 000	66 500	39 200	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	399 000	66 500	39 900	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	406 000	66 500	40 600	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	413 000	66 500	41 300	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	420 000	66 500	42 000	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	427 000	66 500	42 700	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	434 000	66 500	43 400	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	441 000	66 500	44 100	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	448 000	66 500	44 800	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	455 000	66 500	45 500	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	462 000	66 500	46 200	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	469 000	66 500	46 900	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	476 000	66 500	47 600	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	483 000	66 500	48 300	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	490 000	66 500	49 000	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	497 000	66 500	49 700	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	504 000	66 500	50 400	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	511 000	66 500	51 100	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	518 000	66 500	51 800	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	525 000	66 500	52 500	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	532 000	66 500	53 200	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	539 000	66 500	53 900	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	546 000	66 500	54 600	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	553 000	66 500	55 300	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	560 000	66 500	56 000	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	567 000	66 500	56 700	6 500	20 000	17 500	17 500	
50	77	20.5	19	14	1.5	1.5	574 000	66 5						

los rodamientos han ampliado enormemente la vida de fatiga. Además, el desarrollo de la teoría Elastohidrodinámica de lubricación demuestra que el grosor de la película lubricante en la zona de contacto entre los anillos y los elementos rodantes influye enormemente en la vida del rodamiento. Para reflejar dichas mejoras en el cálculo de la vida de fatiga, el índice básico de vida se ajusta de acuerdo con los siguientes factores:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10}$$

Donde L_{na} : Índice ajustado de vida

L_{10} : Índice básico de vida con una fiabilidad del 90%

a_1 : Factor de ajuste de la vida para la fiabilidad

a_2 : Factor de ajuste de vida para propiedades especiales de los rodamientos

a_3 : Factor de ajuste de vida para condiciones de funcionamiento

El fabricante NSK del cual se van a obtener los rodamientos proporciona los siguientes valores para el factor a_1 :

Fiabilidad (%)	90	95	96	97	98	99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Tabla 2.30: Factor de ajuste de vida para la fiabilidad a_1 .

El fabricante NSK indica también, que dado que las condiciones de funcionamiento también influyen en el factor de propiedades especiales del rodamiento a_2 , existe la posición de combinar a_2 y a_3 en una sola cantidad ($a_2 \times a_3$) en vez de considerarlos independientemente. En este caso, en condiciones normales de lubricación y funcionamiento, debería asumirse que el producto ($a_2 \times a_3$) es igual a uno. Sin embargo, si la viscosidad del lubricante es demasiado baja el valor disminuye hasta 0,2.

Si no existe desalineación y se utiliza un lubricante de alta viscosidad para garantizar un grosor suficiente de la película, el producto ($a_2 \times a_3$) puede estar cercano a dos.

Como se ha explicado en la memoria se adopta una fiabilidad del 90% y una lubricación de viscosidad alta, por lo que se procede al cálculo de la vida útil de cada rodamiento

- Rodamiento NSK 6807 (d=35, D=47, B=7, $C_r=4900$ N) de la serie ISO 335

$$L_{na} = 2 \cdot \left(\frac{4900}{578,75} \right)^3 = 1214 \text{ millones de revoluciones}$$

$$t = \frac{1214 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}}{1400 \text{ rpm}} \cdot \frac{1h}{60min} = 14500 \text{ horas de vida útil.}$$

- Rodamiento NSK 6907(d=35, D=55, B=10, $C_r=10600$ N) de la serie ISO 335

$$L_{na} = 2 \cdot \left(\frac{10600}{1534} \right)^3 = 660 \text{ millones de revoluciones}$$

$$t = \frac{660 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}}{1400 \text{ rpm}} \cdot \frac{1h}{60min} = 7855 \text{ horas de vida útil.}$$

- Rodamiento NSK HR 32007 XJ (d=35, D=62, B=18, C_r=43500 N) de la serie ISO 355 4CC

$$L_{na} = 2 \cdot \left(\frac{43500}{6877} \right)^3 = 506 \text{ millones de revoluciones}$$

$$t = \frac{506 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}}{1400 \text{ rpm}} \cdot \frac{1h}{60min} = 6025 \text{ horas de vida útil.}$$

Como se puede observar los tres tipos de rodamientos seleccionados tendrán una vida útil aproximada mayor que la del propio eje, por lo que son aptos para el vehículo.

Por tanto los rodamientos que se utilizarán en para los apoyos del eje serán los siguientes:




APOYO	RODAMIENTO	TIPO	IMAGEN
Sección B	NSK 6807 ISO 335	Bolas	
Secciones C y D	NSK 6907 ISO 335	Bolas	
Sección E	NSK HR 32007 XJ ISO 355 4CC	Rodillos cónicos	

Tabla 2.31: Rodamientos de apoyo para el eje trasero.

2.6.- Elección de los accesorios para los rodamientos

➤ Lubricante para los rodamientos

Como se explicará después en el pliego de condiciones, para velocidades de giro altas en pequeños rodamientos, la lubricación ideal es la lubricación por aceite. Para seleccionar el tipo de aceite tendremos que tener en cuenta diversos factores, como por ejemplo el tipo de rodamiento utilizado, para saber la viscosidad necesaria del aceite:

Tipo de rodamiento	Viscosidad Adecuada a Temperatura de Funcionamiento
Rodamientos de Bolas y Rodamientos de Rodillos Cilíndricos	Superior a 13 mm ² /s
Rodamientos de Rodillos Cónicos y Rodamientos de Rodillos Esféricos	Superior a 20 mm ² /s
Rodamientos de Rodillos Esféricos de Empuje	Superior a 32 mm ² /s

Observaciones 1mm²/s=1 cSt (centistokes)

Tabla 2.32: Tipos de rodamientos y viscosidad adecuada para los lubricantes.

Una vez obtenidos los valores de la viscosidad, que deberán ser mayores que 13 mm²/s para los rodamientos de bolas y de 20 mm²/s para los de rodillos cónicos, se utilizará la siguiente grafica para determinar el aceite necesario para los rodamientos que se utilizarán:

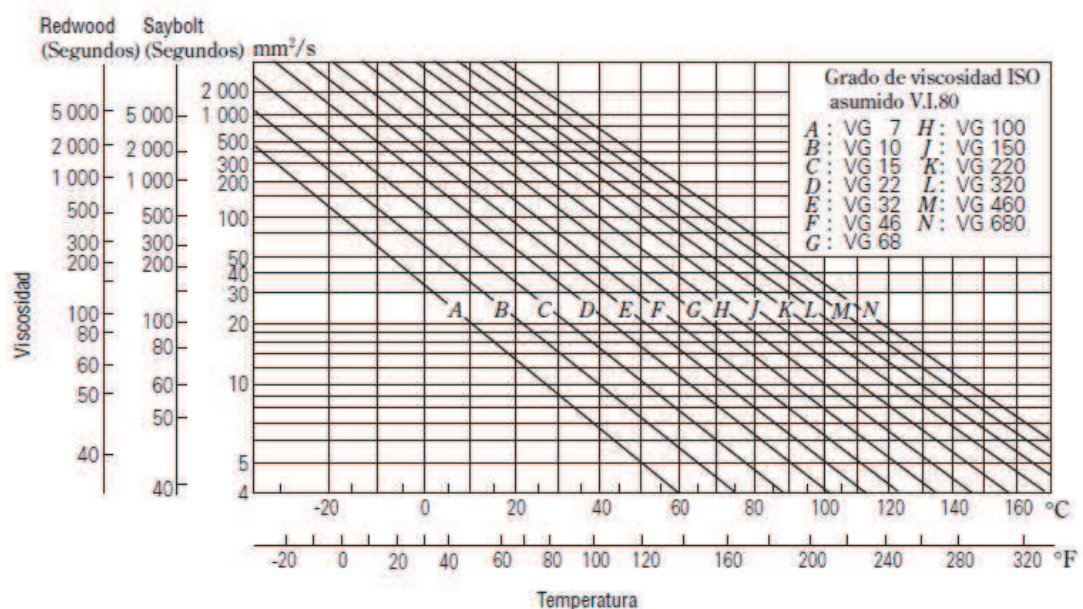


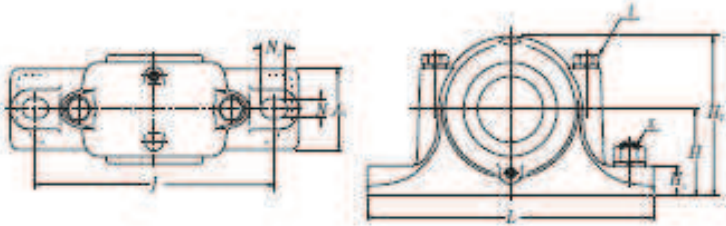
Tabla 2.33: Diagrama Temperatura – Viscosidad de los aceites lubricantes

Como se puede observar para los dos tipos de rodamientos seleccionados, que trabajarán a temperaturas cercanas a la temperatura ambiente, el tipo de aceite necesario será el aceite **ISO VG 7**.

➤ Soporte para rodamientos

Una vez se han elegido los rodamientos, se encuentra la necesidad de posicionar los mismos en el chasis y el eje. Para ello el propio fabricante NSK ofrece una gama de sujeciones disponibles para sus rodamientos. Del propio catálogo se ha seleccionado el soporte de diámetro acorde al eje, en este caso de 35 mm.

SOportes DE FUNDICION DE TIPO ESTÁNDAR
 Tipos SN 5 y SN 6
 Diámetro del Eje 20-55 mm



Díam. del Eje (mm)	Número de Soportes para f.e.d. (*)	Dimensiones (mm)													Masa (kg)
		D	H	J	N	N ₁	A	L	A ₁	H ₁	H ₂	P	T	S	
20	SN 505	52	40	130	15	20	67	165	46	22	75	25	M 8	M 12	1.1
	SN 605	62	50	150	15	20	80	185	52	22	90	34	M 8	M 12	1.6
25	SN 506	62	50	150	15	20	77	165	52	22	90	30	M 8	M 12	1.7
	SN 606	72	50	150	15	20	82	185	52	22	95	37	M 10	M 12	1.8
30	SN 507	72	50	150	15	20	82	185	52	22	96	30	M 10	M 12	1.9
	SN 607	80	60	170	15	20	90	205	60	25	110	41	M 10	M 12	2.6
35	SN 508	80	60	170	15	20	95	205	60	25	110	33	M 10	M 12	2.8
	SN 608	90	60	170	15	20	95	205	60	25	115	43	M 10	M 12	2.9
40	SN 509	85	60	170	15	20	95	205	60	25	112	31	M 10	M 12	2.8
	SN 609	100	70	210	18	25	105	255	70	28	130	46	M 12	M 16	4.1
45	SN 510	90	60	170	15	20	90	205	60	25	115	33	M 10	M 12	3.0
	SN 610	110	70	210	18	25	115	255	70	30	135	50	M 12	M 16	4.7
50	SN 511	100	70	210	18	25	95	255	70	28	130	33	M 12	M 16	4.5
	SN 611	120	80	230	18	25	120	275	80	30	150	50	M 12	M 16	5.8
55	SN 512	110	70	210	18	25	105	255	70	30	135	38	M 12	M 16	5.0
	SN 612	130	80	230	18	25	125	280	80	30	155	50	M 12	M 16	6.5

Nota: (*) Incluye el rodamiento de acrílico.
 Para realizar un pedido de una unidad completa, especifique "soporte partido + rodamiento + adaptador-anillo de fijación".

Observaciones: Las medidas para los tapones son R 1/8.

Imagen 2.60: Soportes para rodamientos estándar NSK.

Como los diámetros exteriores de los tres rodamientos seleccionados son menores que 72 mm se selecciona el soporte de la serie SN 5, en concreto el soporte **NSK SN 508** (d=35mm, D=72mm, A=85mm) de fundición.

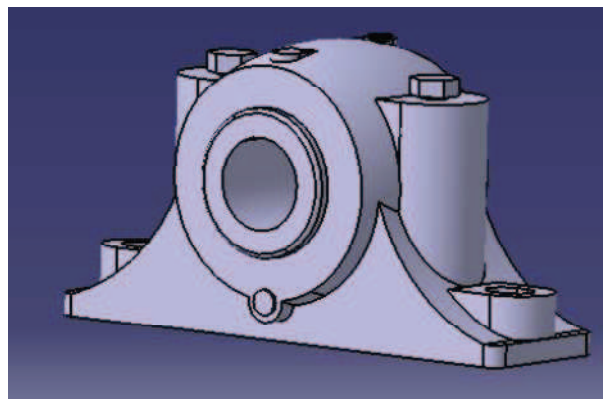


Tabla 2.34: Soporte para rodamientos NSK SN 508.

➤ Retenes de aceite para rodamientos

Para la correcta adaptación de los rodamientos en el soporte se han de colocar los respectivos retenes de aceite, que servirán para mantener la lubricación de los rodamientos, además de para que estos asienten correctamente en el soporte, de mayor diámetro exterior que los propios rodamientos.

Para la elección de los retenes, se ha consultado el catálogo de retenes de aceite del fabricante Lidering, del cual se ha seleccionado el reten de diámetros de eje y exteriores de 35 y 72mm respectivamente, acorde con los elementos ya seleccionados.

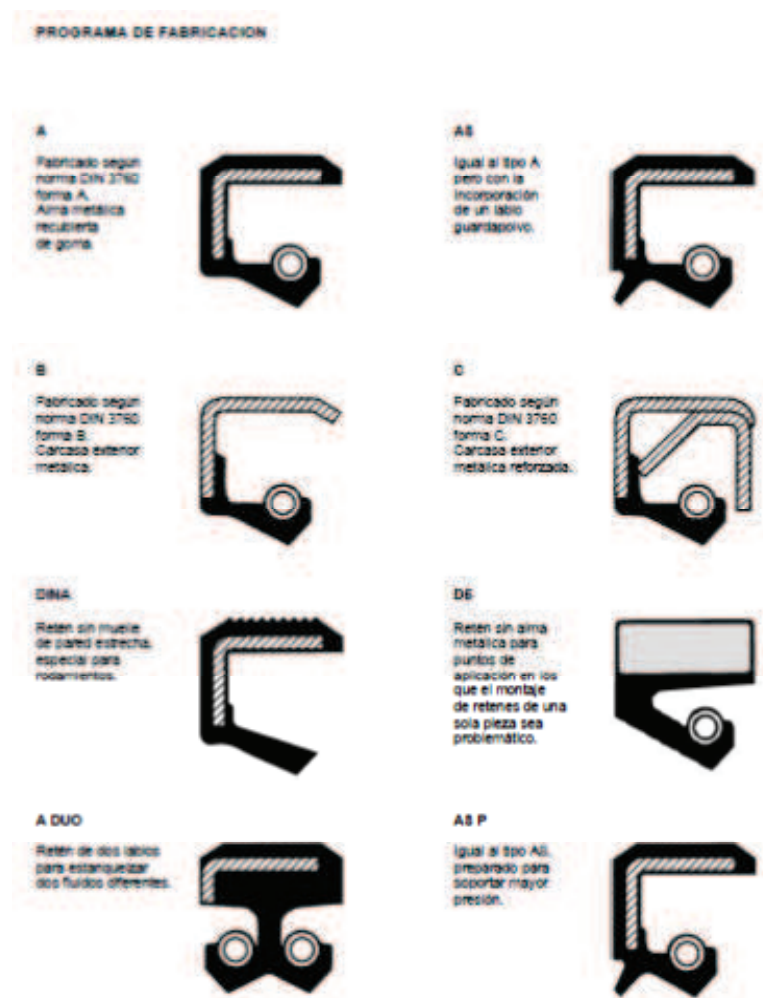


Imagen 2.61: Tipos de retenes de aceite según el programa de fabricación

El tipo de reten de aceite que interesa para el montaje de los rodamientos será el de tipo A, de alma metálica recubierta de goma, que como se ha explicado antes servirá de sujeción de los rodamientos.

Los materiales de fabricación de los retenes son los siguientes:

Nitrilo

El caucho Nitrilo (NBR) tiene unas buenas propiedades mecánicas y una alta resistencia al desgaste. Es el material más utilizado para la fabricación de juntas. Compatible químicamente con aceites, grasas vegetales y minerales, agua, fluidos HFA, HFB y HFC, etc. Su resistencia a la temperatura es de -30° a 100°C.

Vitón

El Vitón (FKM) tiene una excelente resistencia a altas temperaturas, aceites minerales, combustibles, fluidos hidráulicos sintéticos, oxígeno, ozono, etc. Resiste la mayoría de fluidos y lubricantes que destruyen el nitrilo o la silicona. Adecuado para temperaturas de -15° a 200°C.

Silicona









La Silicona (MVQ) tiene una muy buena resistencia a las altas y bajas temperaturas. Buen aislante, resistente a la intemperie y atóxica. Adecuada para temperaturas de -60° a 200°C.

PTFE

El PTFE tiene unas propiedades mecánicas y una resistencia química excepcionales. Dispone de un coeficiente de rozamiento muy bajo y permite altas velocidades. Adecuado para temperaturas de -50° a 270°C.

Para el rango de temperaturas a los que se refiere cada material, el más adecuado sería el vitón, que además es el material con mayor tolerancia a cualquier tipo de lubricante o fluido que pudiera caerle a la hora de una puesta a punto del vehículo tipo Kart.

Por todo lo dicho y dadas las dimensiones a las que están limitados los rodamientos se ha seleccionado de la siguiente tabla los retenes que se colocarán:

							
A	AS	B	C	DINA	D6	A DUO	AS F

Referencia	Ø int.	Ø ext.	Altura	Material
A	35	72	10	FKM
AS	35	80	10	NBR
A	35	47	7	NBR
A	35	45	10	FKM
A	35	50	7	NBR
A	35	50	7	FKM
A	35	50	10	NBR
A	35	50	10	FKM
AS	35	52	8	FKM
A	35	52	7	NBR
AS	35	52	7	FKM
A	35	54	7,5	FKM
A	35	54	8	NBR
A	35	62	7	NBR
AS	35	62	7	FKM
DINA	37	47	4	NBR
A	37	52	10	FKM
DINA	38	45	4	NBR
A	38	50	7	NBR
A	38	50	7	FKM
A	38	52	7	NBR
AS	38	52	7	NBR
A	38	52	7	FKM
AS	38	52	7	FKM
AS	38	52	10	NBR
A	38	54	5,5	FKM
A	38	55	7	NBR
A	38	55	10	NBR
B	38	55	10	FKM
A	38	55	10	FKM
A	38	60	10	FKM
A	38	62	7	NBR
AS	38	62	7	NBR
AS	38	62	7	FKM
A	38	62	10	NBR
A	38	62	10	FKM
AS	38	62	10	FKM
A	38	65	8	FKM
A	38	72	10	NBR
A	38,1	50,25	12,7	NBR
DINA	40	47	4	NBR
A	40	50	4	NBR
DINA	40	50	4	NBR
AS	40	50	7	NBR
DINA	40	52	5	NBR
A	40	52	8	FKM
A	40	52	7	NBR
AS	40	52	7	NBR
A	40	52	7	FKM

Referencia	Ø int.	Ø ext.	Altura	Material
AS	40	50	7	FKM
AS	40	55	8	FKM
A	40	55	7	NBR
AS	40	55	7	NBR
A	40	55	7	FKM
AS F	40	55	7	FKM
A	40	55	8	NBR
AS	40	55	8	NBR
A	40	55	8	FKM
AS	40	55	8	FKM
B	40	55	8	NBR
A	40	55	10	NBR
A	40	55	8	NBR
AS	40	55	8	NBR
A	40	55	8	FKM
A	40	55	10	FKM
A	40	55	8	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	12	NBR
AS F	40	55	8	NBR
A	40	55	7	NBR
AS	40	55	7	NBR
A	40	55	7	FKM
AS	40	55	7	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A	40	55	10	FKM
AS	40	55	10	FKM
A	40	55	10	NBR
AS	40	55	10	NBR
A				

Imagen 2.62: Retenes de aceite Lidering

Como se puede observar, el fabricante Lidering solo dispone de un reten con las especificaciones que se acaban de exponer. Por lo tanto los retenes que se utilizarán serán los referentes a la norma **DIN 3760 A con $\varnothing_{int}=35mm$, $\varnothing_{ext}=72mm$, altura = 10mm fabricado en Vitón(FKM).**



Imagen 2.63: Reten de aceite DIN 3760

➤ Tornillo, tuerca y arandelas para sujeción del soporte al chasis

Ahora se seleccionarán los tornillos de, arandelas y tuercas que se utilizarán para sujetar los soportes al chasis. Estos serán de alta resistencia, para asegurar su resistencia ante cualquier eventualidad que pudiera surgir al vehículo. Este tipo de uniones atornilladas se determinarán de acuerdo con las Normas UNE 7017, UNE 7262, UNE 7282 y UNE 7290.



Imagen 2.64: Perno, tuerca y arandela de alta resistencia

Los materiales para estas piezas son las siguientes:

Aceros para	Designación	Rr 0,2 mín.		R		A % mín.	Resiliencia		Composición química (2)			
		kgf/mm ²	N/mm ²	kgf/mm ²	N/mm ²		kgf/cm ²	J	Dureza HB (1)	C %	P % máx.	S % máx.
Tuercas	A 80 †	64	615	80/100	780/980	12	7	137	235/295	0,30/0,50	0,045	0,045
Tornillos	A 100 †	80	920	100/120	980/1080	8	8	98	295/350	0,50 máx.	0,035	0,035

Tabla 2.35: Materiales para tornillos y tuercas de alta resistencia

Primero se selecciona el tornillo:

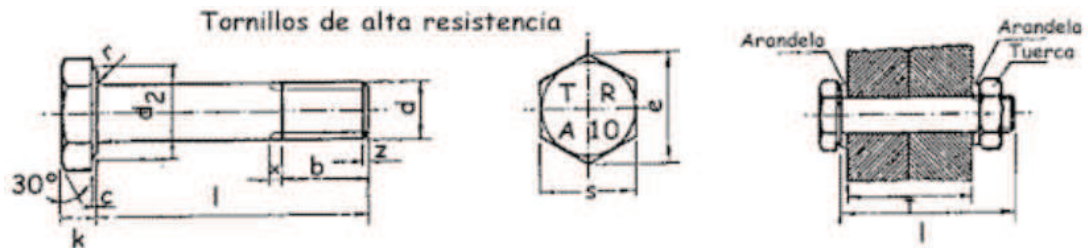


TABLA 623.2

Tornillo	Diámetro de la caña d mm	Vástago					Cabeza					Diámetro del agujero a mm
		Longitud rosca b en función de la longitud total				Longitud de la salida x mm						
		l mm	b mm	l mm	b mm							
		l mm	b mm	l mm	b mm	x mm	Espeor k mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm	Diámetro exterior de la base de la cabeza d mm	Radio del acuerdo r mm	
TR 12	12	< 40	21	> 45	23	2,5	8	22	25,4	20	1,6	14
TR 16	16	< 70	26	> 75	28	3	10	27	31,2	25	1,6	18
TR 20	20	< 85	31	> 90	33	4	13	32	36,9	30	2	22
TR 22	22	< 85	32	> 90	34	4	14	36	41,6	34	2	24
TR 24	24	< 85	34	> 90	37	4,5	15	41	47,3	39	2	26
TR 27	27	< 95	37	> 100	39	4,5	17	46	53,1	43,5	2,5	29

Tabla 2.36: Dimensiones para tornillos de alta resistencia

Como el diámetro del tubo del chasis es de 40 mm y el espesor del soporte de 25 mm, tomamos una medida de 90 mm para que la parte de la rosca de 23 mm para la métrica 12 quede fuera de los tubos del chasis. Por lo tanto se escoge un tornillo **TR 12x90 A 100 t**. En concreto será un tornillo **DIN 933 M 12x90**.

Ahora se escoge la tuerca:

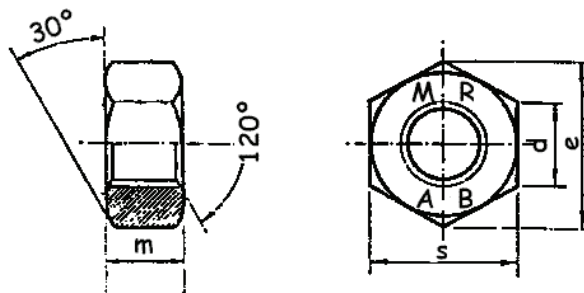


TABLA 623.5

Tuerca	DIMENSIONES				
	Diámetro nominal d mm	Diámetro de la cara de apoyo da mm	Espesor m mm	Medida entre aristas e mm	Medida entre caras s mm
MR 12	12	20	10	25,4	22
MR 16	16	25	13	31,2	27
MR 20	20	30	16	36,9	32
MR 22	22	34	18	41,8	36
MR 24	24	39	19	47,3	41
MR 27	27	43,5	22	53,1	46

Imagen 2.37: Tuercas de alta resistencia

De la tabla x se selecciona la tuerca **MR 12x1.5 A 80 t**. En concreto será una tuerca **DIN 934 M12**

Por último se escoge las arandelas:

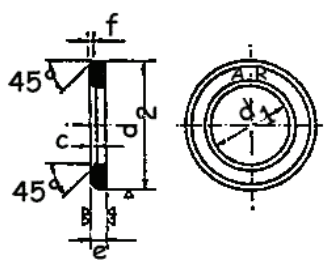


TABLA 623.7

Arandela	DIMENSIONES				
	Diámetro interior d ₁ mm	Diámetro exterior d ₂ mm	Espesor s mm	Profundidad del bisel interior c mm	Profundidad del bisel exterior f mm
AR 12	13	24	3	1,6	0,5
AR 16	17	30	4	1,6	1,0
AR 20	21	36	4	1,6	1,0
AR 22	23	40	4	2,0	1,0
AR 24	25	44	4	2,0	1,0
AR 27	28	50	5	2,5	1,0

Tabla 2.38: Arandelas de alta resistencia

De la tabla anterior se escoge la arandela **AR12 A80t**.

➤ **Cálculo de la resistencia de los tornillos**

Por último, para validar estas dos piezas, solo queda verificar la resistencia de los tornillos de M12 que sujetaran los soportes de los rodamientos al chasis, es decir los encargados de sostener el eje trasero sobre el chasis.

Para ello se hará el cálculo con la sección de peor sollicitación (la sección E) la cual soporta unas cargas radiales de 6877 N y axiales de 1451 N.

Las cargas radiales no afectarán a los tonillos, ya que el esfuerzo recaerá sobre los rodamientos anteriormente calculados y sobre el chasis. Por tanto se determinara la resistencia de las uniones atornilladas según el esfuerzo axial sobre ellas

Los tornillos de alta resistencia seleccionados tienen una calidad de 10.9. Por lo tanto se tienen los siguientes datos de tensiones:

$$\sigma_t = 10000 \text{ k/cm}^2 = 981 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e = 0,9 \cdot 10000 = 9000 \text{ k/cm}^2 = 882,9 \text{ N/mm}^2$$

Los esfuerzos de pretensado y el momento de apriete son:

	TR12	TR16	TR20	TR24	TR27
N0 (T)	5,5	10,3	16,2	23,3	30,6
Ma (mK)	11,9	29,8	58,4	101,1	149

Tabla 2.39: Esfuerzo de pretensado y momento de apriete de tornillos de alta resistencia.

$$N_0 = 0,8 \cdot \sigma_e \cdot A_n$$

$$M_a = K \cdot d \cdot N_0$$

Donde: N_0 : Esfuerzo de pretensado

M_a : Momento de apriete

A_n : Área del núcleo

$K = 0,18$

d : Diámetro del tornillo

El valor de la fuerza de aplastamiento a fricción es:

$$F = 1,07 \cdot N_0 \cdot \mu \cdot n$$

$$\mu = 0,3 \text{ superficie sin preparar}$$

$$\mu = 0,52 \text{ superficie preparada}$$

Los tornillos antes de someterlos a las fuerzas se aprietan hasta casi σ_e , de modo que trabajan a tracción. Se aprietan con la llave dinamométrica para saber que se le ha aplicado el par adecuado. Ese par es M_a .

Entre cada dos chapas hay una fuerza N_0 (tabla x). Si la fuerza $F \leq N_0 \cdot \mu$, entonces no se deslizarán las chapas. F será la fuerza axial que sufrirá el vehículo al tomar una curva por ejemplo:

$$F = 1451 \text{ N}$$

$$F^* = 1451 \cdot 1,5 = 2176,5 \text{ N}$$

Se considera que son superficies sin tratar $\rightarrow \mu = 0,3$.

$$N^* = \frac{F^*}{\mu} = \frac{2176,5}{0,3} = 7255 \text{ N}$$

Luego los 2 tornillos que unen el soporte al chasis deben soportar una tracción de 7255 N. Los tornillos para la colocación del soporte son 2 tornillos TR12 por lo tanto tendrán la siguiente resistencia:

$$N = 2 \cdot 5,5 = 11 \text{ t} = 107910 \text{ N} > 7255 \text{ N}$$

Estas uniones son rígidas por que una superficie no desliza respecto a la otra.

3.- Resultado final

En este apartado se hará un breve resumen de los cálculos realizados en el proyecto, y se expondrán las piezas diseñadas.

Chasis

En lo que respecta al diseño y cálculo del chasis, se han logrado los objetivos marcados al comienzo del proyecto de realizar una estructura de bastidor para un vehículo tipo Kart que soporte los esfuerzos y tensiones generadas durante el funcionamiento normal del vehículo y que además incluya una estructura antivuelco firme capaz a su vez de soportar impactos en caso de colisión del vehículo tanto lateralmente como frontalmente y en caso de vuelco del vehículo.

Para ello como se ha visto a lo largo del apartado de cálculos y en la memoria, la estructura a mostrado resultados positivos en los ensayos realizados mediante el programa de elementos finitos Marc-Mentat.

Se ha visto como ha ido modificándose la estructura hasta conseguir que las tensiones generadas en los ensayos no superasen los límites de cada material utilizado. Estos ensayos

como ya se ha comentado simulaban la aceleración, deceleración el paso por curva del vehículo y 3 situaciones diferentes de colisión del vehículo, para poder afirmar así su validez total para su uso en circuito.

Ahora se mostrarán las dimensiones del vehículo final y su configuración de barras tubulares, así como los materiales utilizados en cada caso.

CHASIS TUBULAR	Material	Diámetro (mm)	Espesor (mm)	Peso (Kg)
Barras Frontales	Acero AISI 4130	40	4,5	12,56
Barras Traseras	Acero AISI 4130	40	2	15,71
Antivuelco	Aluminio ASISI 6061-T6	40	3	7,17

Tabla 4.1: Dimensiones de los tubos de la estructura tubular.

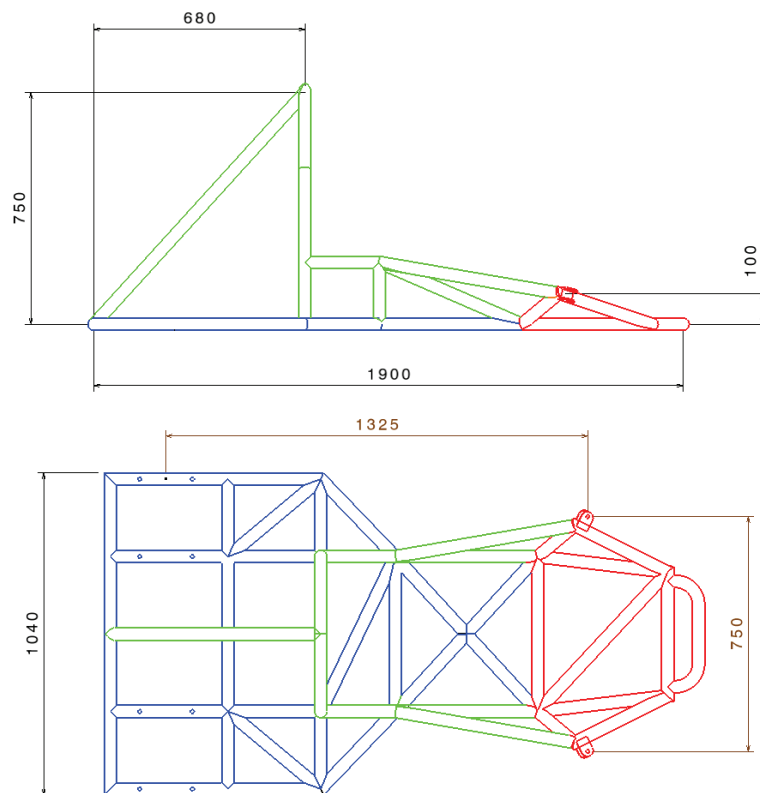


Imagen 4.1: Dimensiones principales del chasis.

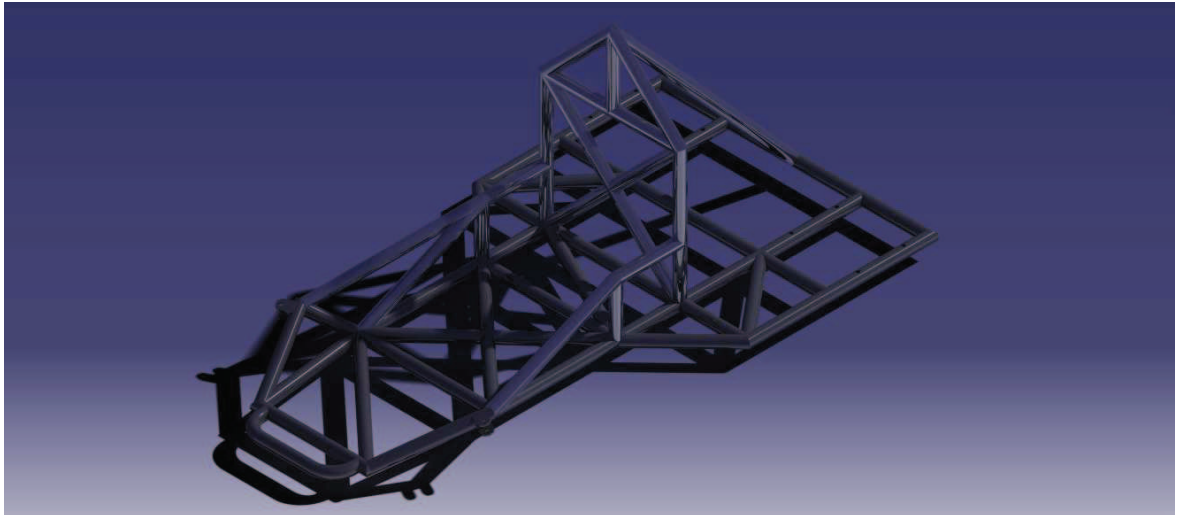


Imagen 4.2: Estructura tubular del chasis final.

Transmisión secundaria

En lo que respecta a la transmisión secundaria formada principalmente por el conjunto piñón, corona y cadena, se ha conseguido diseñar y sobre todo calcular las reacciones resultantes en cada punto del conjunto, para poder así seleccionar los elementos necesarios para el buen funcionamiento del mismo.

En base a los datos de potencia a transmitir y velocidades punta del vehículo y a las relaciones de transmisión primarias y las secundarias que se han utilizado, se ha podido hacer una elección eficaz de los elementos como los rodamientos, ruedas dentadas, cadena y demás componentes necesarios para un correcto funcionamiento de la transmisión por cadena. También se han seleccionado los elementos necesarios para su unión con el chasis como son los soportes para los rodamientos y el binomio tornillo-tuerca de alta resistencia.

Para poder elegir los diferentes elementos y dimensionar el eje se ha procedido de la siguiente manera:

1. Utilizar los datos ya disponibles provenientes de los cálculos de la transmisión primaria para la elección del piñón, la cadena y la corona.
2. Calcular el reparto de pesos sobre los ejes del vehículo en las diferentes situaciones de funcionamiento del vehículo y las fuerzas provenientes del sistema transmisión por cadena (con los elementos elegidos) y las ruedas del vehículo en el momento de máxima potencia y tracción del vehículo.
3. Calcular las fuerzas y momentos resultantes en cada sección del eje trasero a través de las fuerzas y reacciones calculadas en el paso anterior, para calcular seguidamente las tensiones máximas alcanzables en cada sección.
4. Dimensionar el eje y calcular su vida útil en base a su diámetro.
5. Seleccionar los elementos secundarios y calcular su resistencia o vida útil en cada caso, para verificar su validez para el conjunto.

A continuación se mostrarán los elementos que formarán la transmisión secundaria del vehículo y se dimensionará el eje trasero diseñado.









Cantidad	Elemento	Norma	Material	Imagen
1	Piñón Z13	ISO 530 13		
1	Corona Z52	ISO 530 52		
1	Cadena	ISO 530 - 104		
1	Eje Trasero		GOST 30XRC	
2	Rodamiento NSK 6807	ISO 335		
1	Rodamiento NSK 6907	ISO 335		
1	Rodamiento NSK HR 32007 XJ	ISO 355 4CC		
4	Soporte Rodamientos NSK SN 508		Fundición Gris	
8	Retén de Aceite	DIN 3760 A		
2	Chaveta	DIN 6885 A		
8	Tornillo alta resistencia TR 12x90		A 100 t	
8	Tuerca alta resistencia MR 12x1.5		A 80 t	

Tabla 4.2: Elementos de la transmisión secundaria

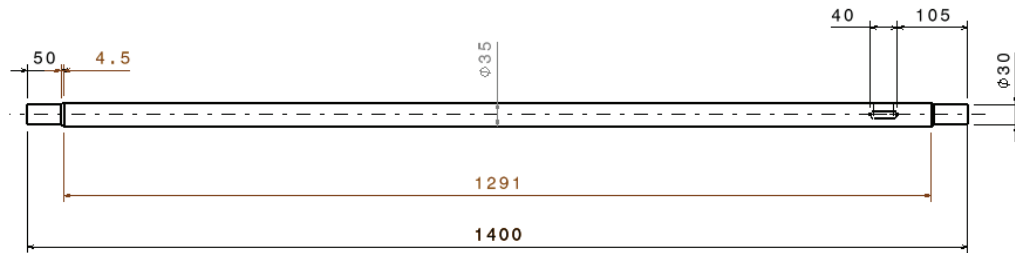
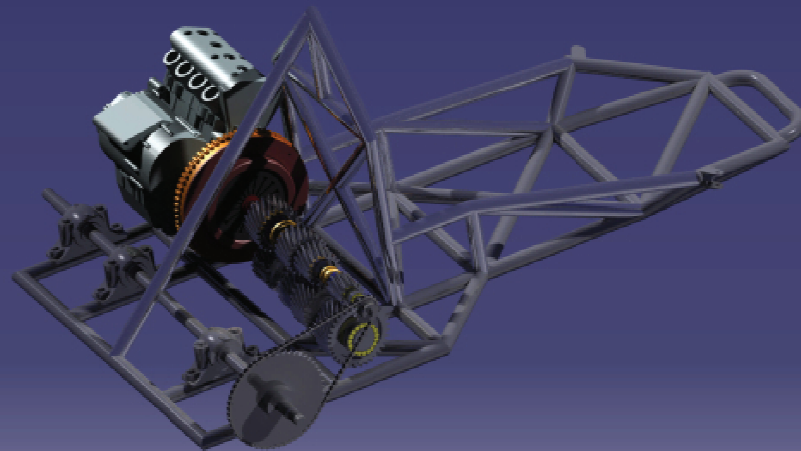


Imagen 4.3: Dimensiones del eje trasero.



Imagen 4.4: Transmisión secundaria.





ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA
PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA
HONDA CBR 600F

PLANOS

Xabier Lezaun Agos

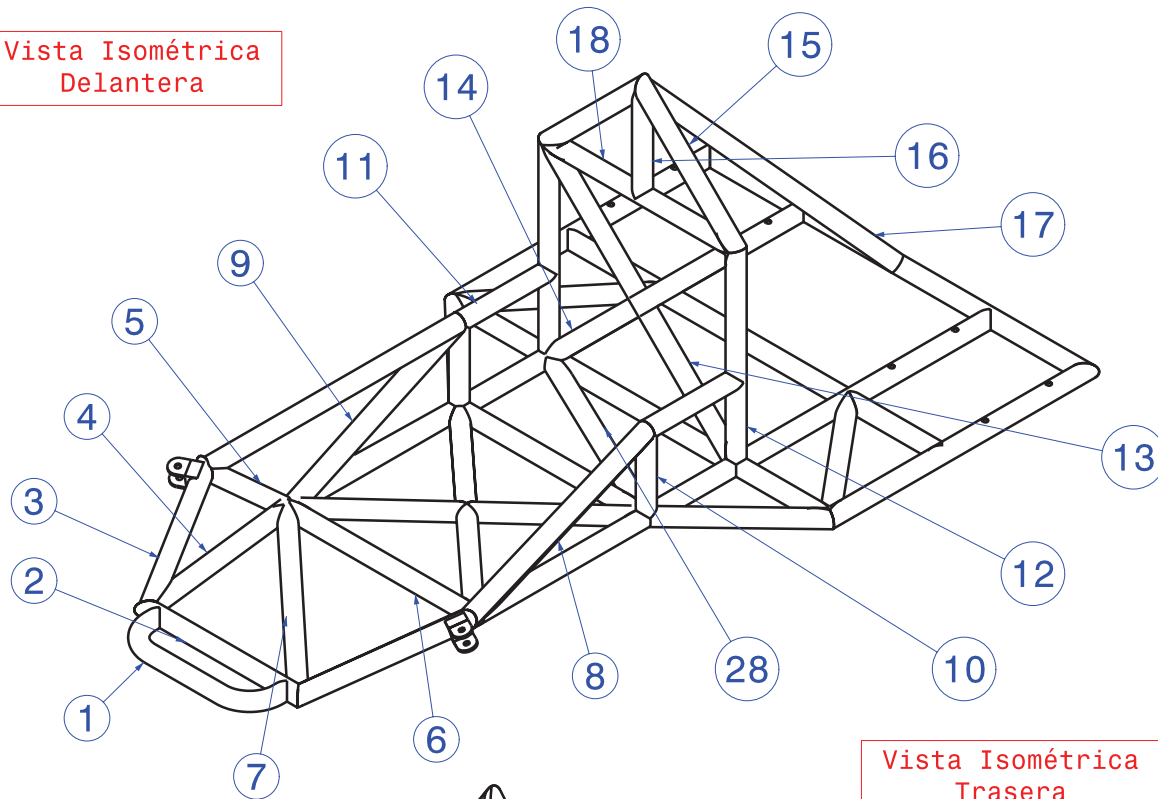
Vanesa Estremera

Pamplona, Julio del 2012

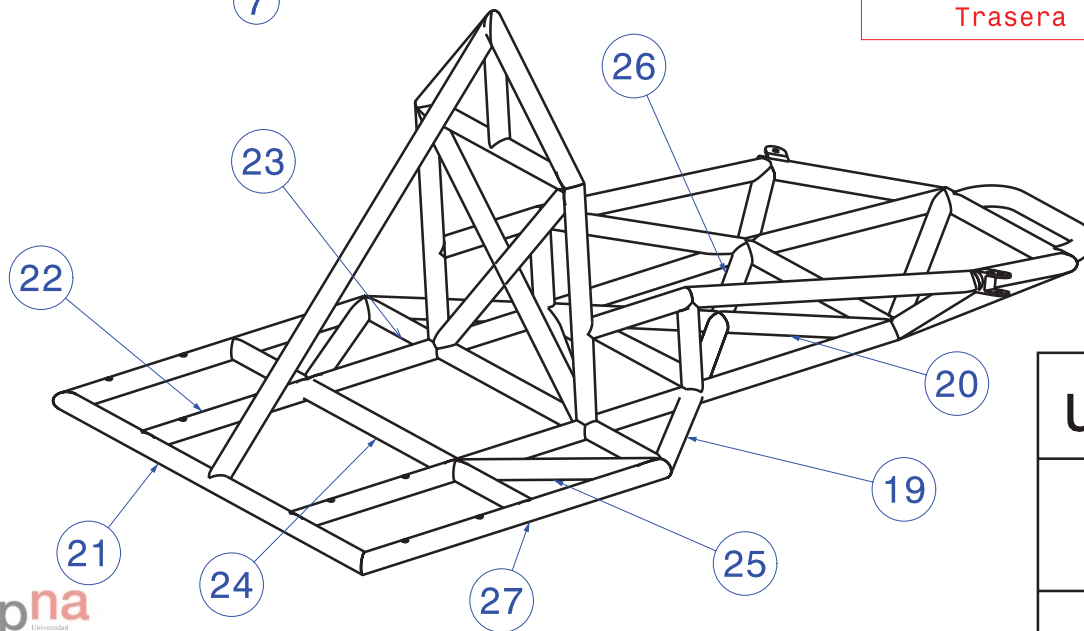
ÍNDICE

1. Chasis Tubular 1.1
2. Chasis Tubular 1.2
3. Tubo Frontal 340-2xR75 D40x4,5
4. Tubo Frontal 435 D40x4,5
5. Tubo Frontal 370 D40x4,5
6. Tubo Frontal 440 D40x4,5
7. Tubo Frontal 200 D40x4,5
8. Tubo Frontal 500 D40x4,5
9. Tubo Frontal 615 D40x4,5
10. Tubo Sist. Antivuelco 600 D40x3
11. Tubo Sist. Antivuelco 490 D40x3
12. Tubo Sist. Antivuelco 200 D40x3
13. Tubo Sist. Antivuelco 240 D40x3
14. Tubo Sist. Antivuelco 510 D40x3
15. Tubo Sist. Antivuelco 690 D40x3
16. Tubo Sist. Antivuelco 350 D40x3
17. Tubo Sist. Antivuelco 380 D40x3
18. Tubo Sist. Antivuelco 250 D40x3
19. Tubo Sist. Antivuelco 1030 D40x3
20. Tubo Sist. Antivuelco 500 D40x3
21. Tubo Trasero 360 D40x2
22. Tubo Trasero 680 D40x2
23. Tubo Trasero 1040 D40x2
24. Tubo Trasero 1380 D40x2
25. Tubo Trasero 250 D40x2
26. Tubo Trasero 500 D40x2
27. Tubo Trasero 390 D40x2
28. Tubo Trasero 340 D40x2
29. Tubo Trasero 710 D40x2
30. Tubo Trasero 555 D40x2
31. Transmisión Secundaria 1.1
32. Transmisión Secundaria 1.1
33. Eje Trasero
34. Piñón, Cadena y Corona

Vista Isométrica Delantera



Vista Isométrica Trasera



nº de piezas	Denominación	Material	Marca
1	Tubo Frontal 340-2xR75 D40x4,5	AISI-4130	1
1	Tubo Frontal 435 D40x4,5	AISI-4130	2
2	Tubo Frontal 370 D40x4,5	AISI-4130	3
2	Tubo Frontal 440 D40x4,5	AISI-4130	4
2	Tubo Frontal 200 D40x4,5	AISI-4130	5
1	Tubo Frontal 500 D40x4,5	AISI-4130	6
1	Tubo Frontal 615 D40x4,5	AISI-4130	7
2	Tubo Sist. Antivuelco 600 D40x3	AISI-6061-T6	8
2	Tubo Sist. Antivuelco 490 D40x3	AISI-6061-T6	9
2	Tubo Sist. Antivuelco 200 D40x3	AISI-6061-T6	10
2	Tubo Sist. Antivuelco 240 D40x3	AISI-6061-T6	11
2	Tubo Sist. Antivuelco 510 D40x3	AISI-6061-T6	12
1	Tubo Sist. Antivuelco 690 D40x3	AISI-6061-T6	13
2	Tubo Sist. Antivuelco 350 D40x3	AISI-6061-T6	14
2	Tubo Sist. Antivuelco 380 D40x3	AISI-6061-T6	15
1	Tubo Sist. Antivuelco 250 D40x3	AISI-6061-T6	16
1	Tubo Sist. Antivuelco 1030 D40x3	AISI-6061-T6	17
1	Tubo Sist. Antivuelco 500 D40x3	AISI-6061-T6	18
2	Tubo Trasero 360 D40x2	AISI-4130	19
1	Tubo Trasero 680 D40x2	AISI-4130	20
1	Tubo Trasero 1040 D40x2	AISI-4130	21
2	Tubo Trasero 1380 D40x2	AISI-4130	22
4	Tubo Trasero 250 D40x2	AISI-4130	23
3	Tubo Trasero 500 D40x2	AISI-4130	24
2	Tubo Trasero 390 D40x2	AISI-4130	25
2	Tubo Trasero 340 D40x2	AISI-4130	26
2	Tubo Trasero 710 D40x2	AISI-4130	27
1	Tubo Trasero 555 D40x2	AISI-4130	28

upna

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.

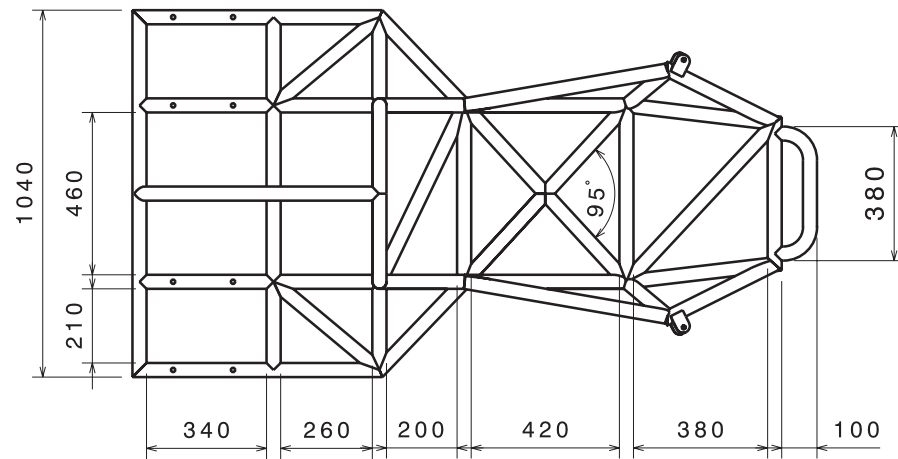
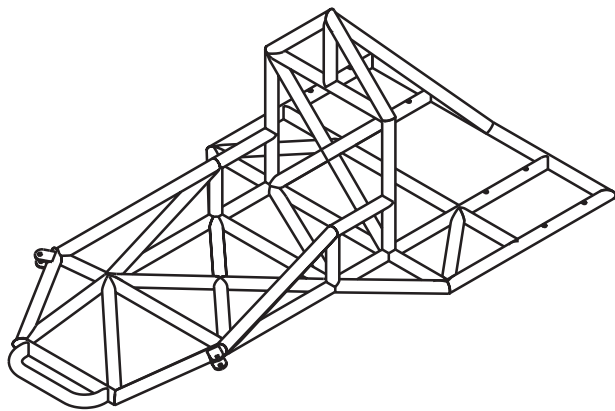
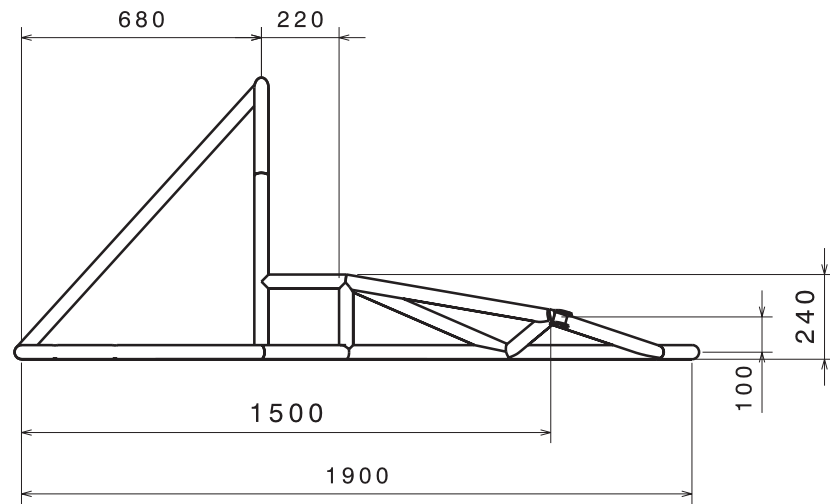
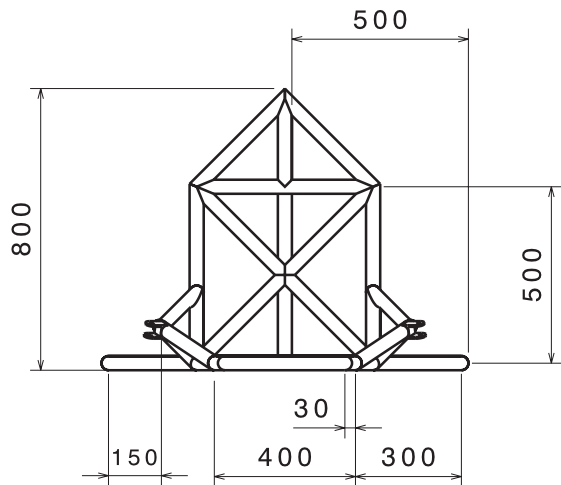
Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES

PROYECTO:
DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:
LEZAUN AGOS. XABIER
Firma:

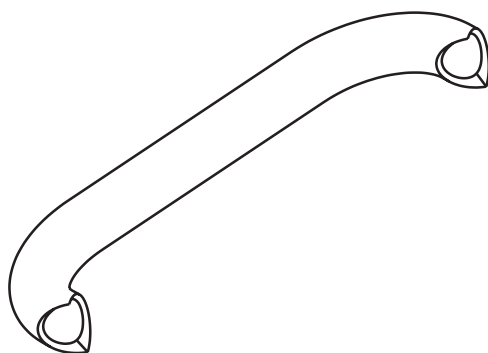
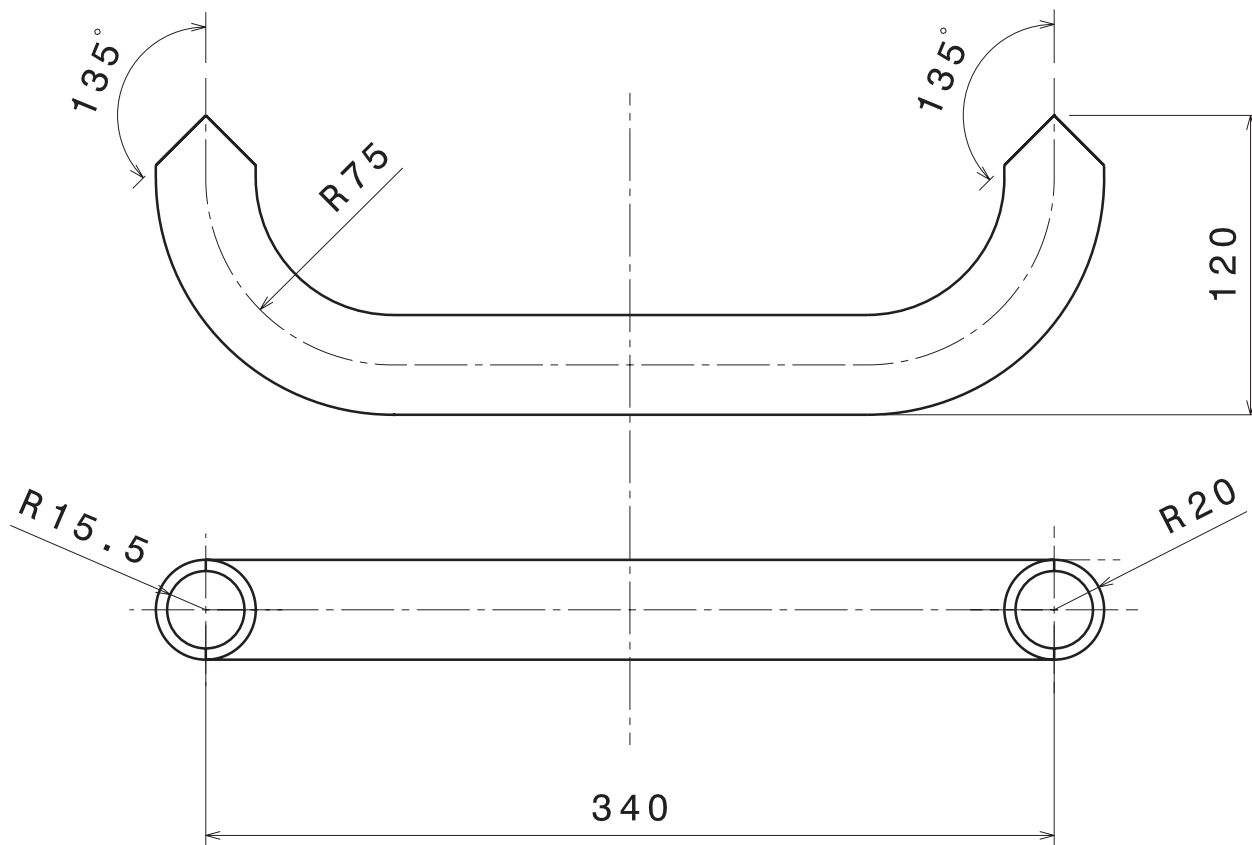
Plano:
CHASIS TUBULAR 1.1

FECHA: 07/2012
ESCALA: %
Nº PLANO: 1



upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado: LEZAUN AGOS, XABIER	
Plano: CHASIS TUBULAR 1.2		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:15	Nº PLANO: 2

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
1	40 mm	4,5 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO FRONTAL 340-2xR75 D40x4,5

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:3

Nº PLANO:
3

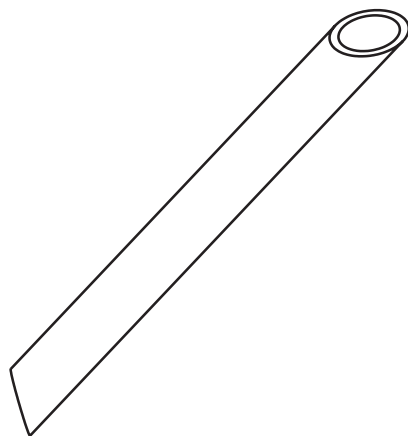
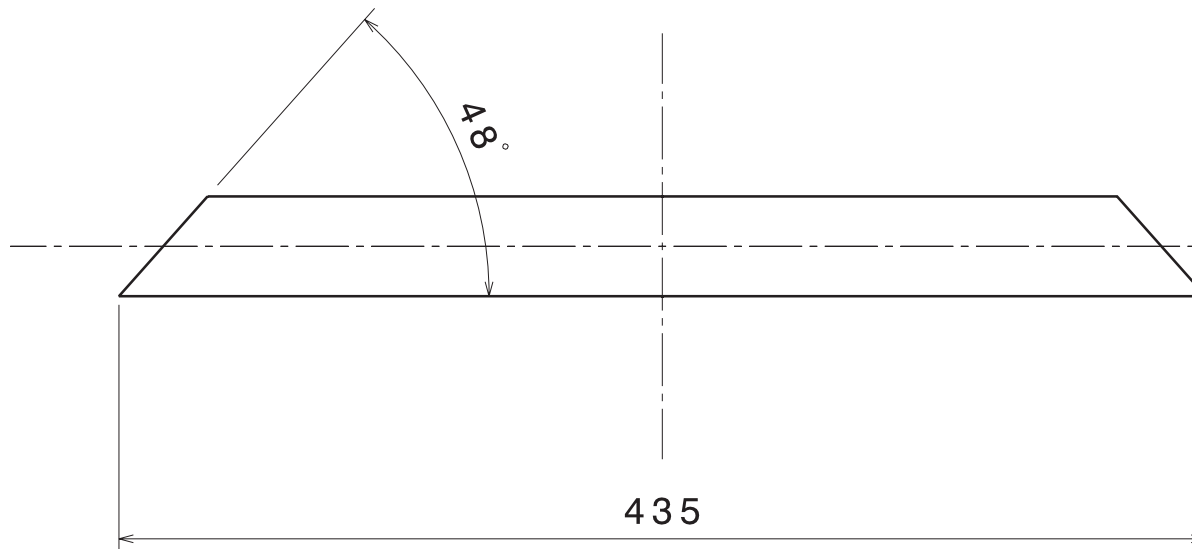
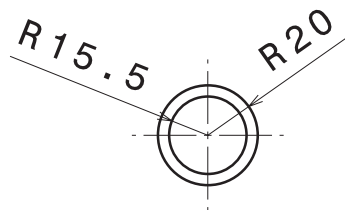
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
1	40 mm	4,5 mm	±1,5 mm	AISI-4130

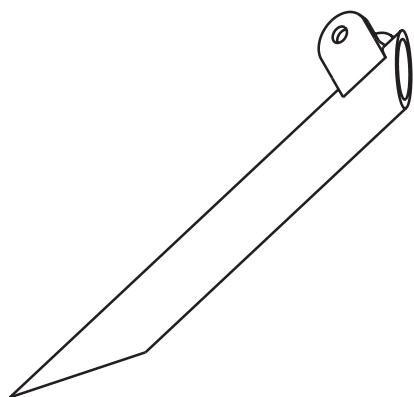
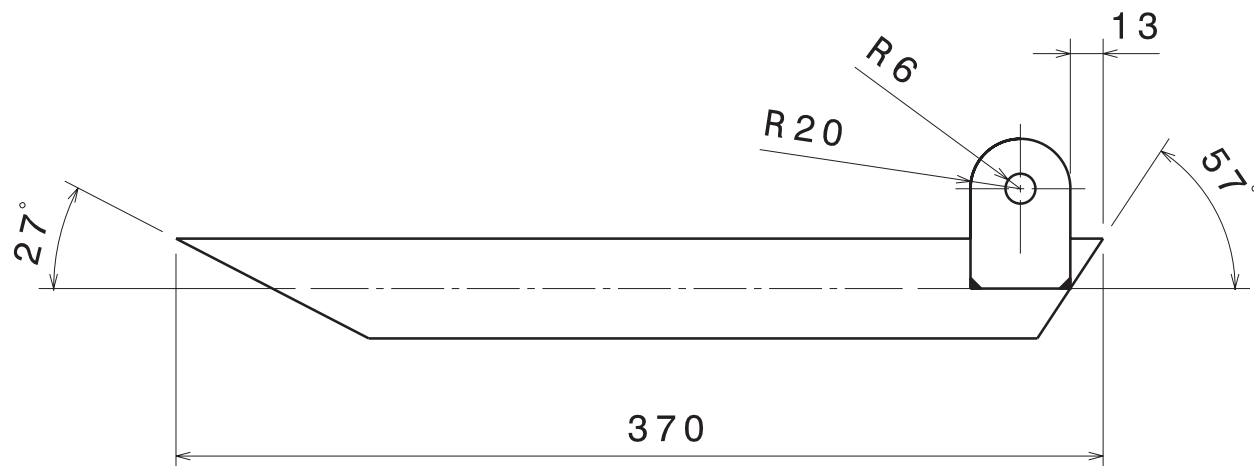
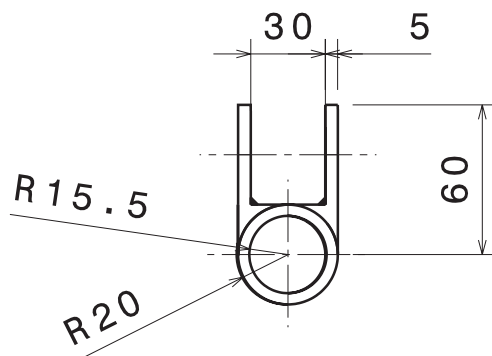


upna Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado: LEZAUN AGOS, XABIER	
Plano: TUBO FRONTAL 435 D40x4,5		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:3	Nº PLANO: 4

D

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	4,5 mm	±1,5 mm	AISI-4130



<div><div>upna</div><div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div></div>	E.T.S.I.I.T.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado:		
		LEZAUN AGOS, XABIER		
Plano: TUBO FRONTAL 370 D40x4,5		Firma:		
		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:3	Nº PLANO: 5

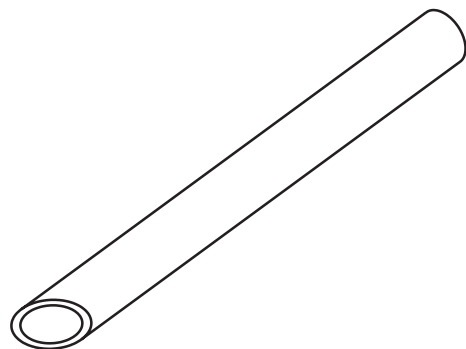
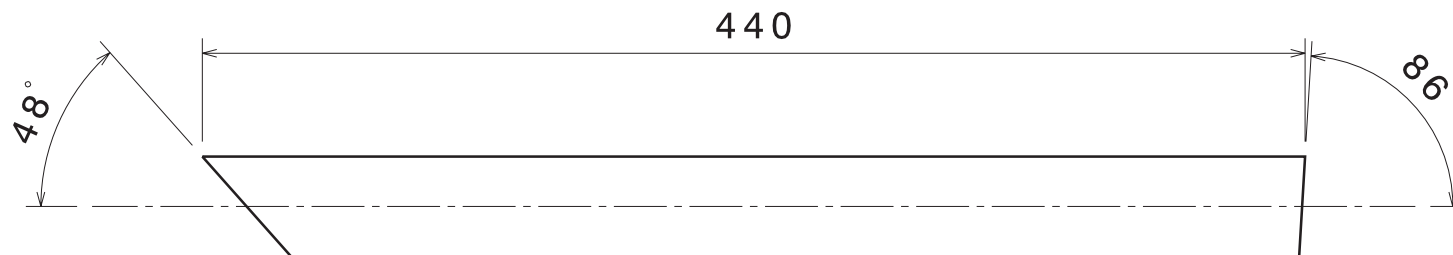
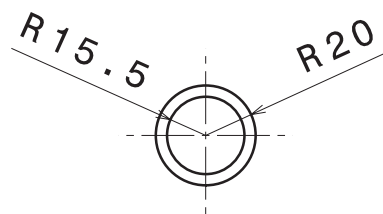
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	4,5 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO FRONTAL 440 D40x4,5

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:3

Nº PLANO:
6

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

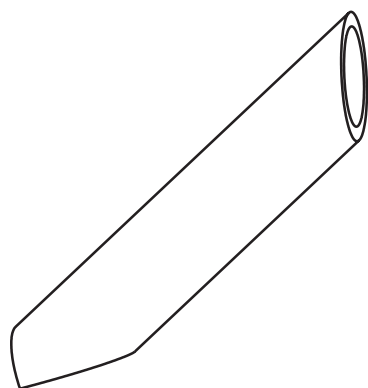
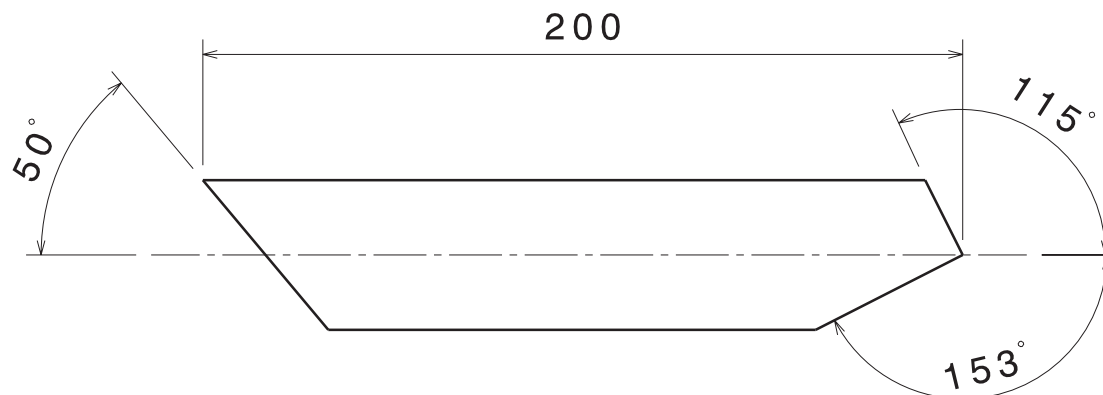
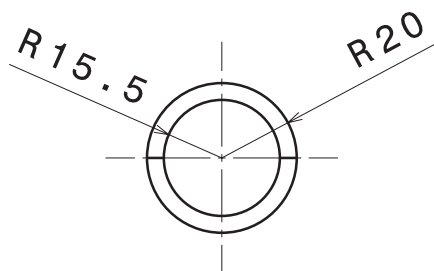
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	4,5 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO FRONTAL 200 D40x4,5

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:2

Nº PLANO:
7

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

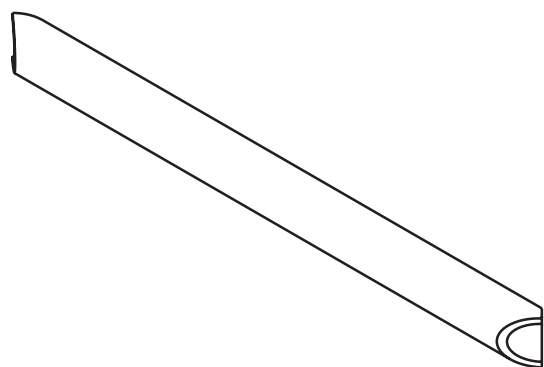
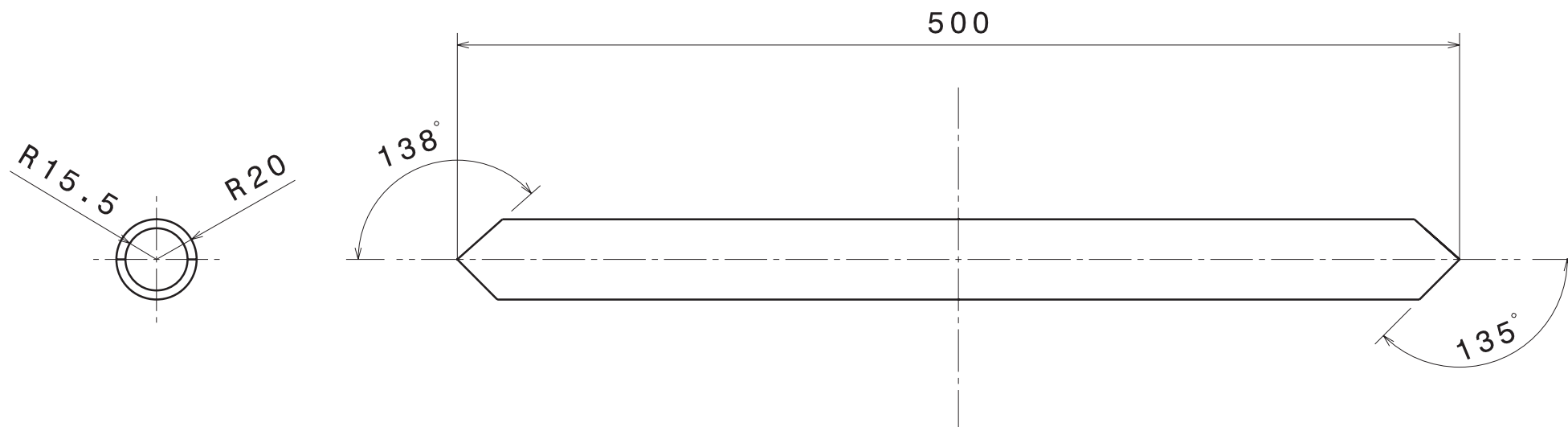
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
1	40 mm	4,5 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO FRONTAL 500 D40x4,5

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:3

Nº PLANO:
8

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

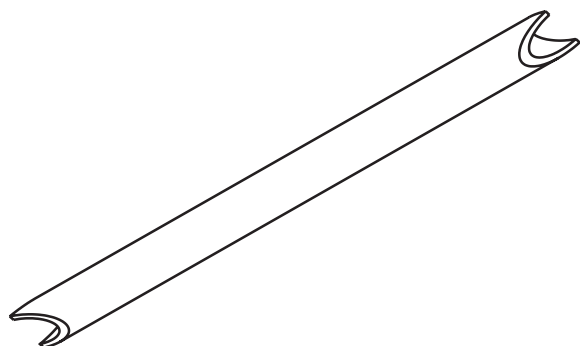
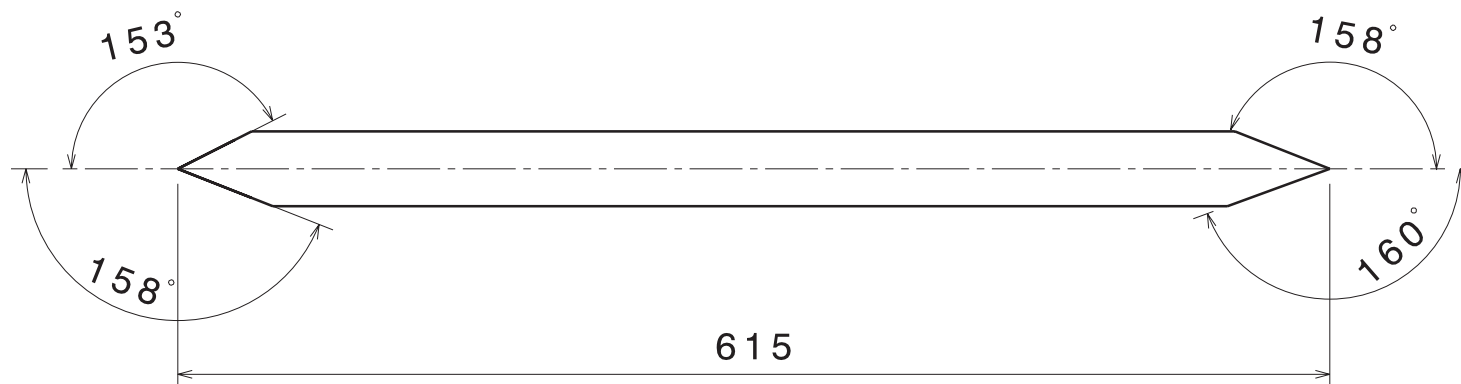
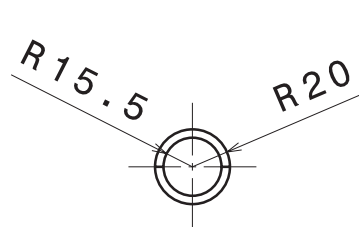
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
1	40 mm	4,5 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna
 Universidad Pública
 de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate
 Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
 INDUSTRIAL M.

Departamento:
 DEPARTAMENTO DE
 ING. MECANICA, ENERGETICA
 Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
 SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
 DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO FRONTAL 615 D40x4,5

FECHA:
 07/2012

ESCALA:
 1:4

NºPLANO:
 9

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate
 Publikoa

Todos los derechos reservados
 Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

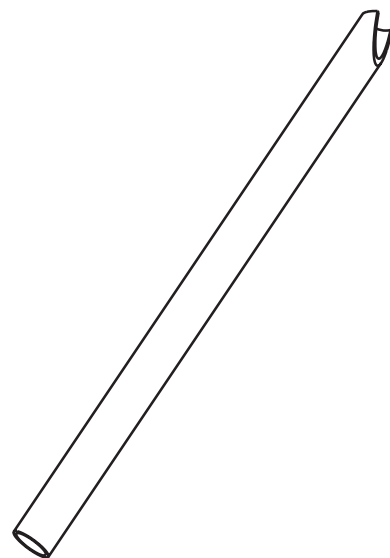
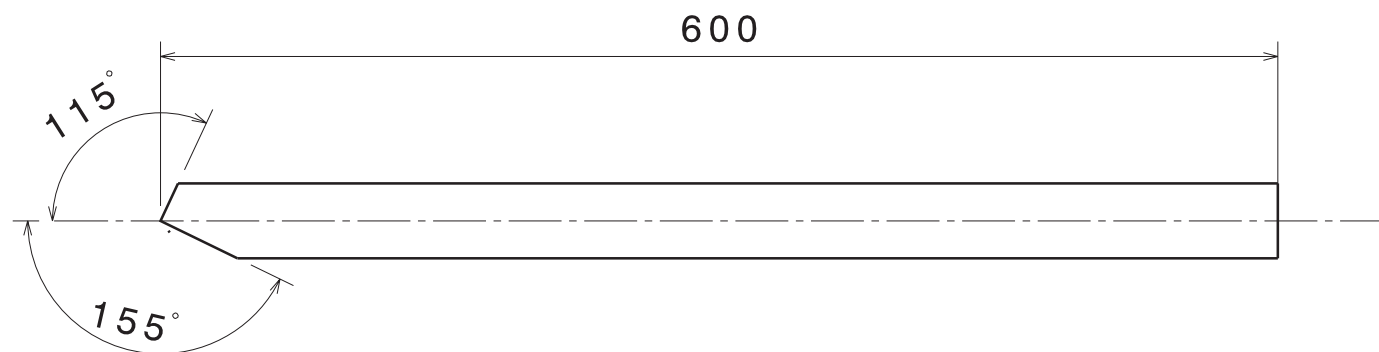
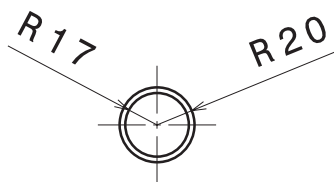
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6

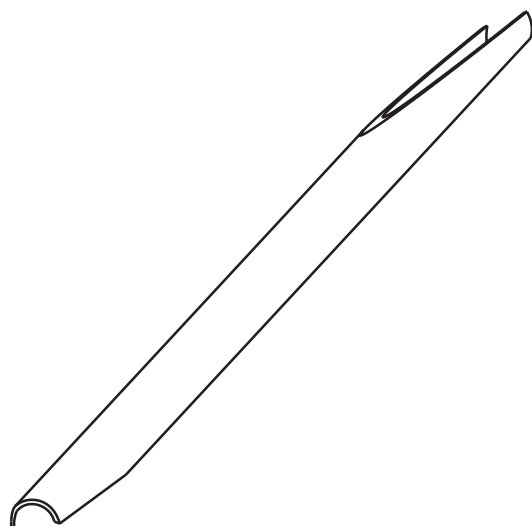
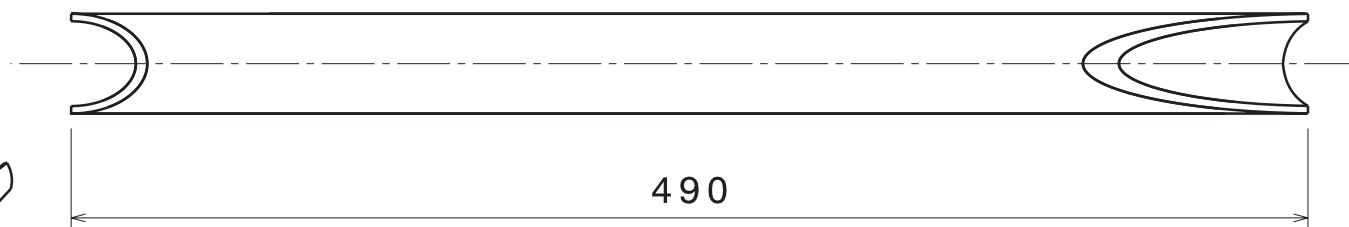
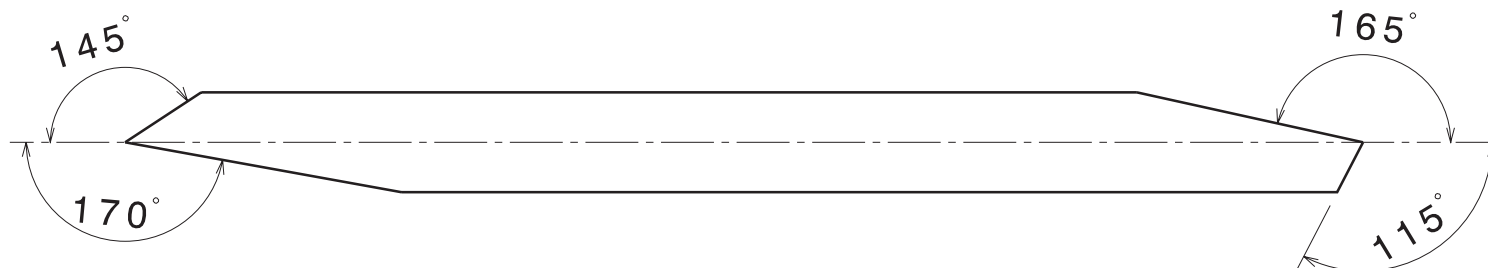
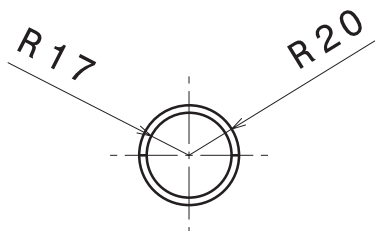


upna Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado: LEZAUN AGOS, XABIER	
Plano: TUBO SIST. ANTIVUELCO 600 D40x3		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:4	NºPLANO: 10

D

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6



upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado: LEZAUN AGOS, XABIER		
Plano: TUBO SIST. ANTIVUELCO 490 D40x3		FECHA: 07/2012		ESCALA: 1:3	NºPLANO: 11

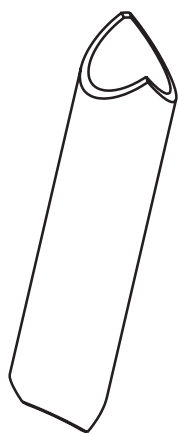
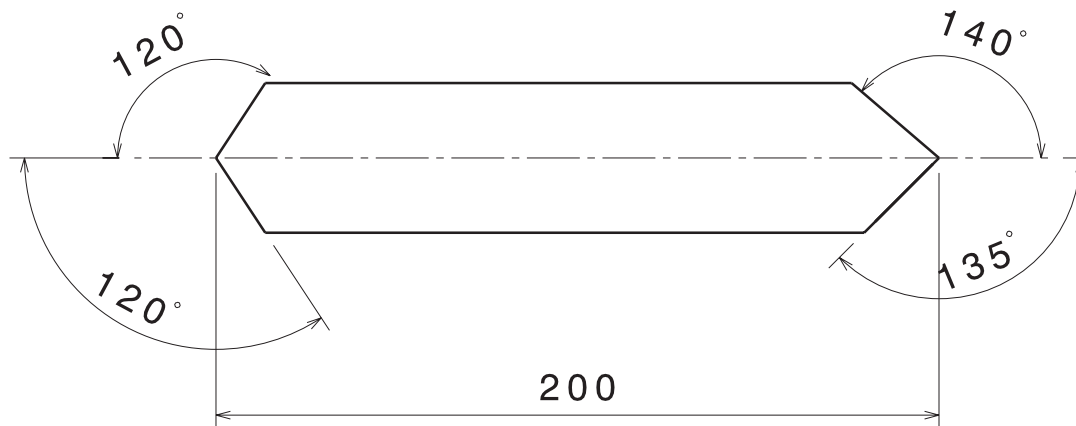
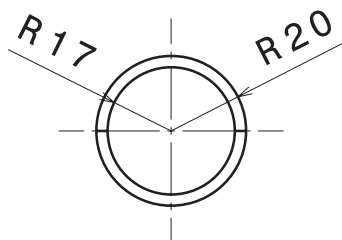
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6



<div><div>upna</div><div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div></div>	E.T.S.I.I.T.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado:		
		LEZAUN AGOS, XABIER		
Plano: TUBO SIST. ANTIVUELCO 200 D40x3		Firma:		
		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 12

D

A

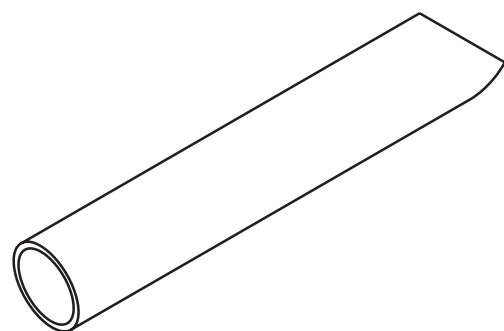
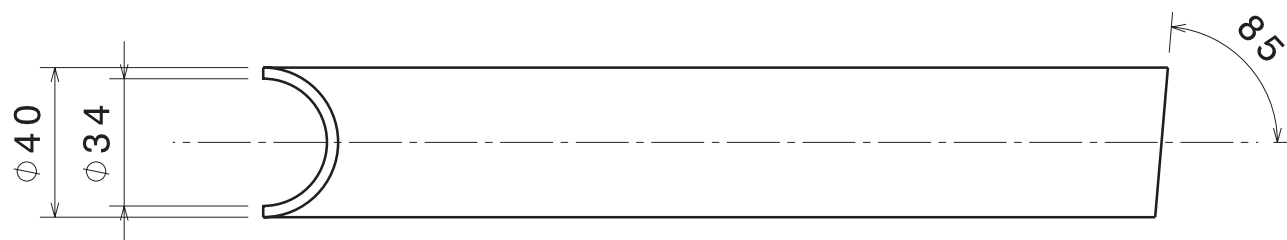
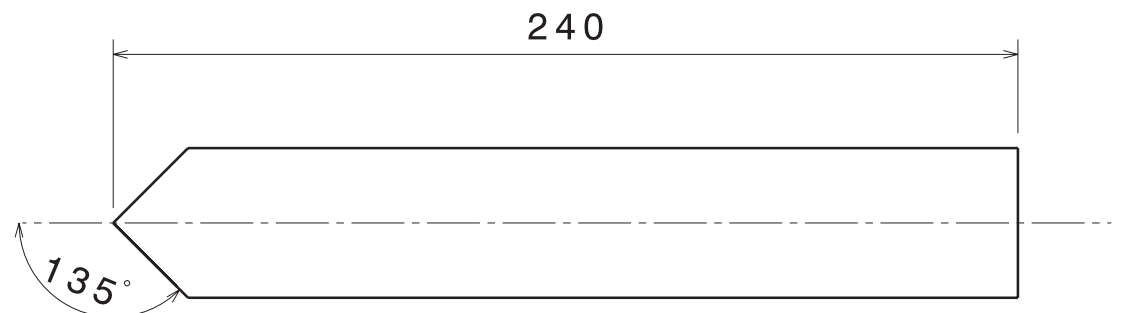
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO SIST. ANTIVUELCO 240 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:2

Nº PLANO:
13

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

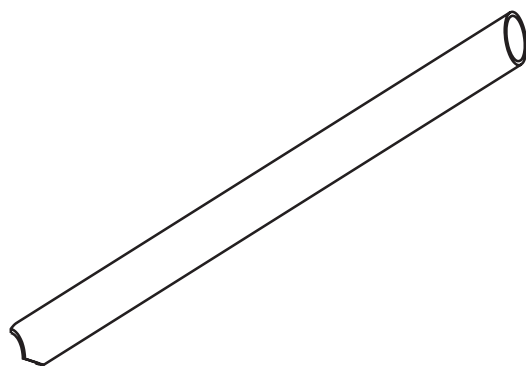
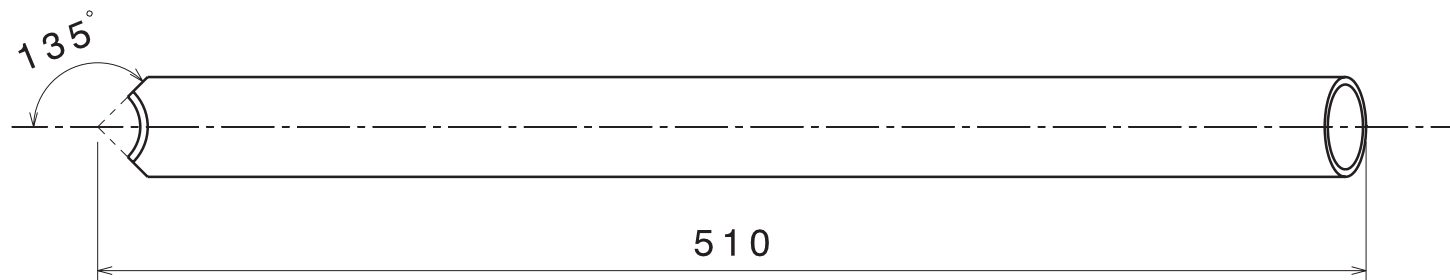
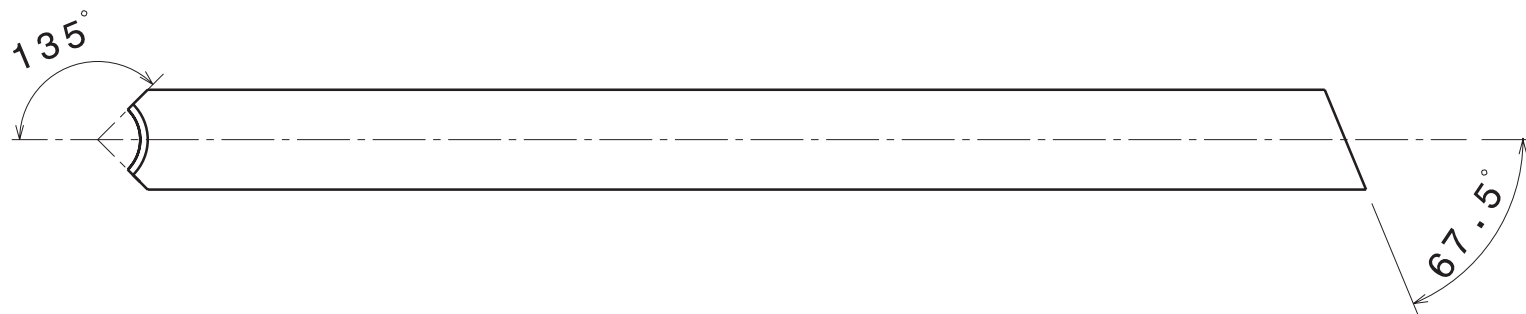
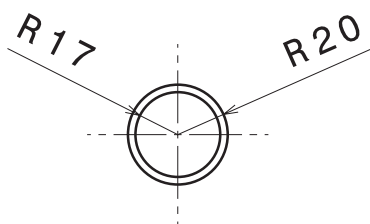
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO SIST. ANTIVUELCO 510 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:3

Nº PLANO:
14

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

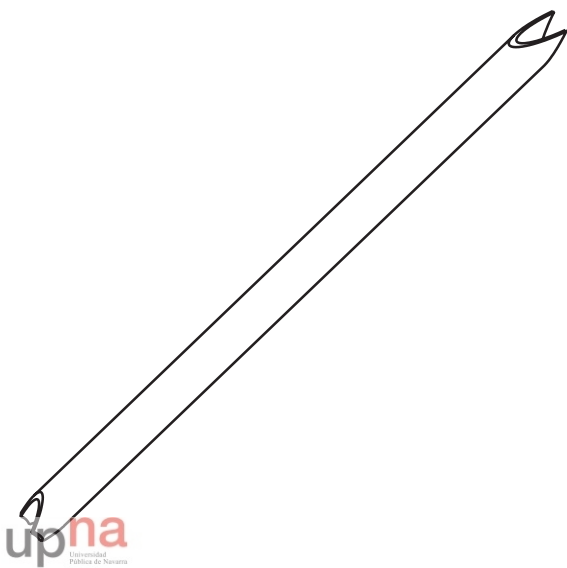
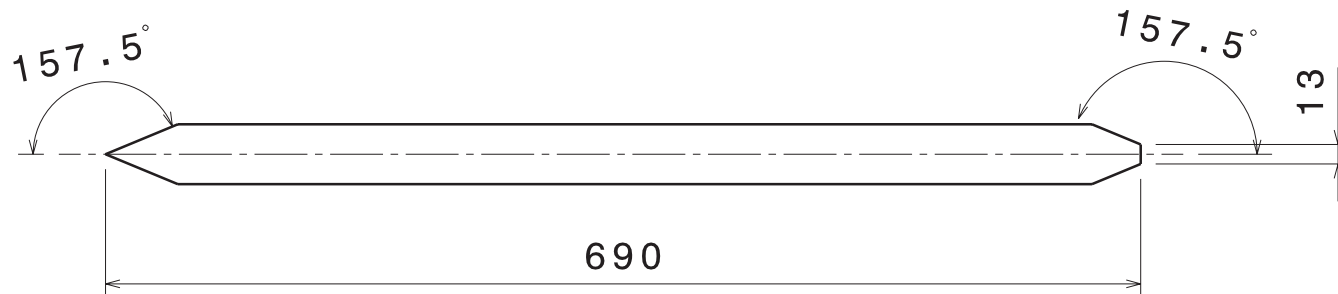
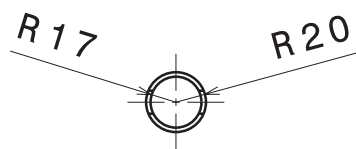
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
1	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO SIST. ANTIVUELCO 690 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:5

Nº PLANO:
15

D

A

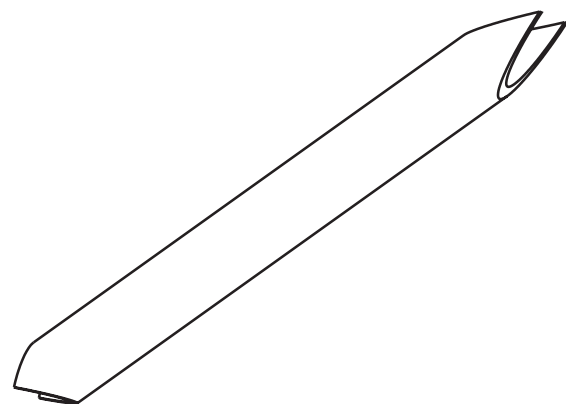
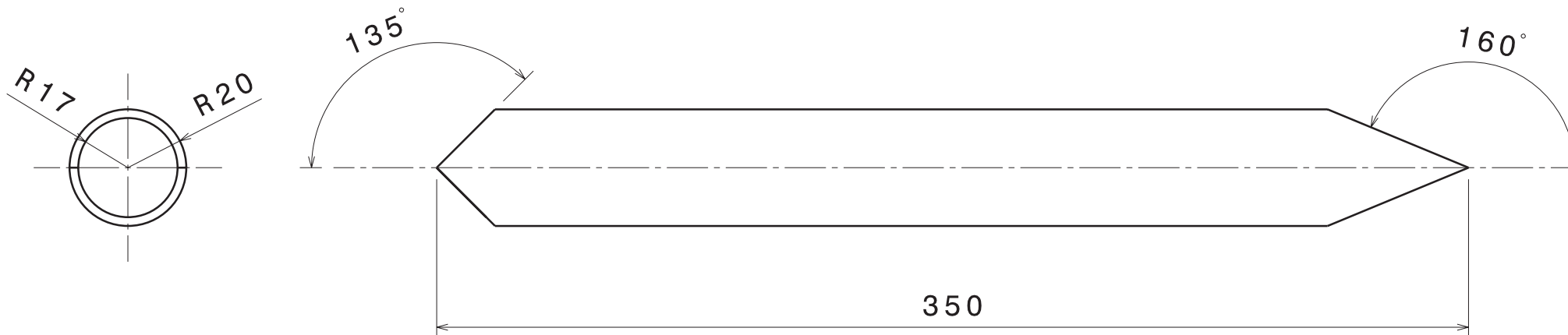
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO SIST. ANTIVUELCO 350 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:2

Nº PLANO:
16

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

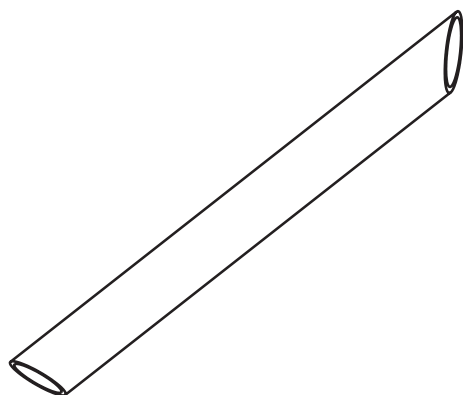
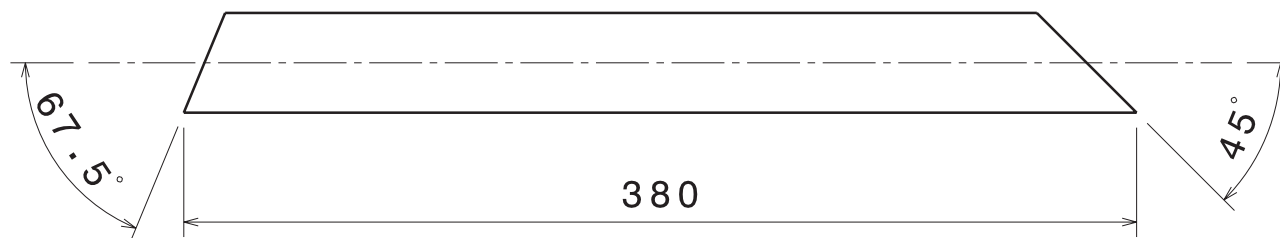
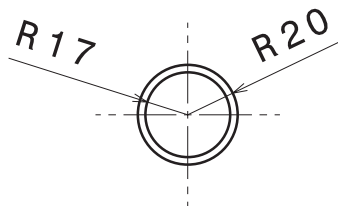
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6



<div>upna</div> <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado:		
		LEZAUN AGOS, XABIER		
		Firma:		
Plano: TUBO SIST. ANTIVUELCO 380 D40x3		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:3	Nº PLANO: 17

D

A

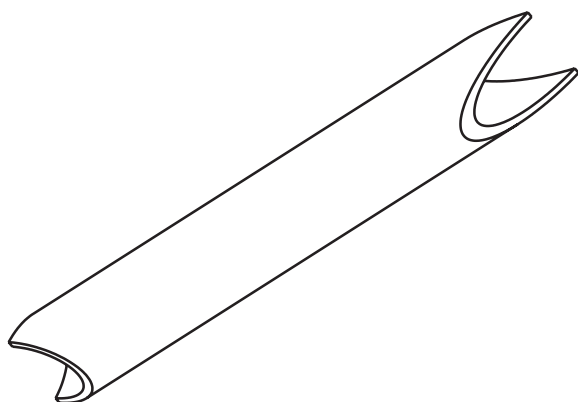
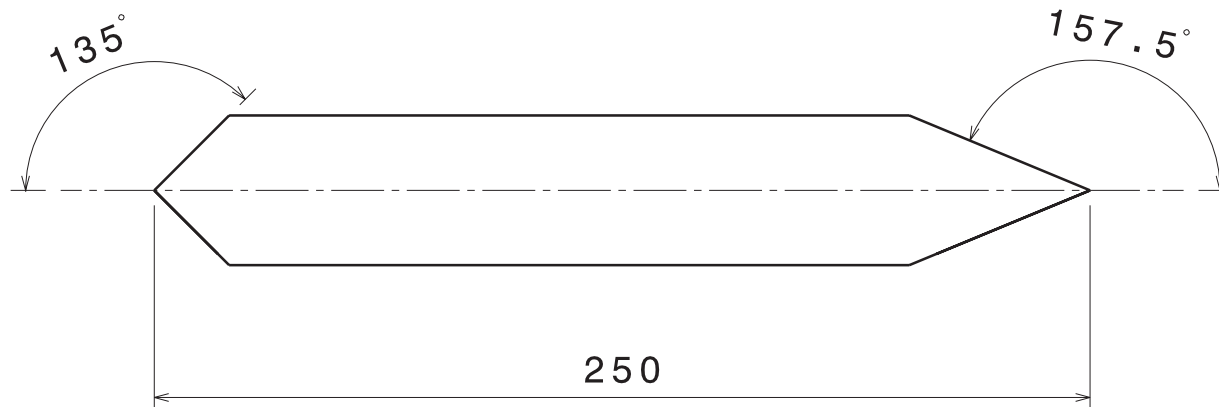
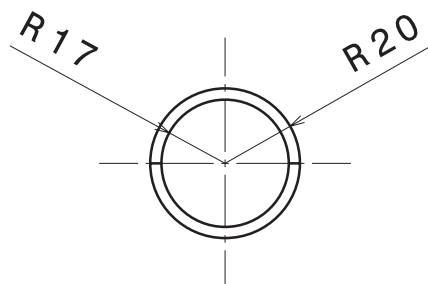
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
1	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO SIST. ANTIVUELCO 250 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:2

Nº PLANO:
18

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

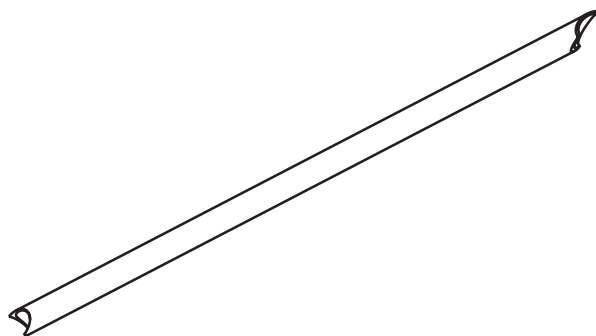
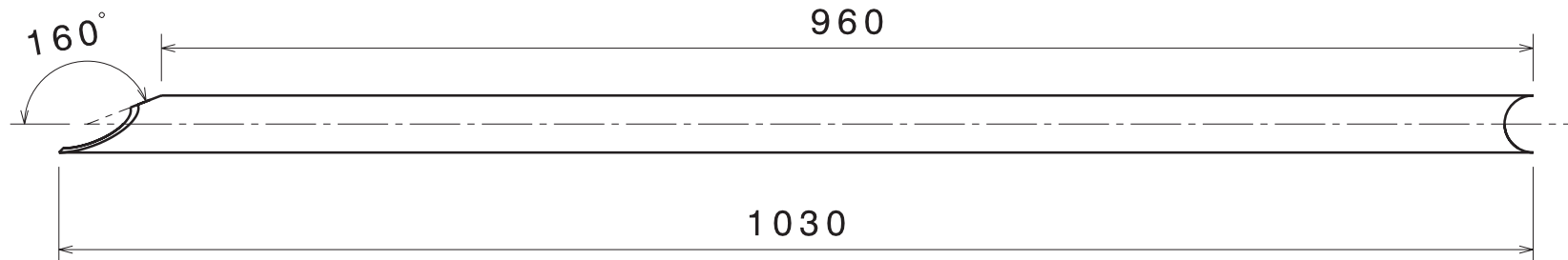
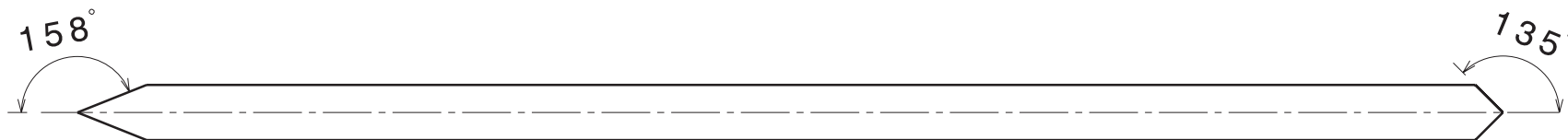
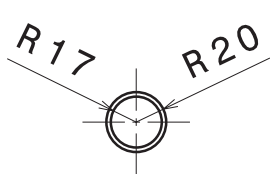
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
1	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6



upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Plano:

TUBO SIST. ANTIVUELCO 1030 D40x3

FECHA:
07/2012

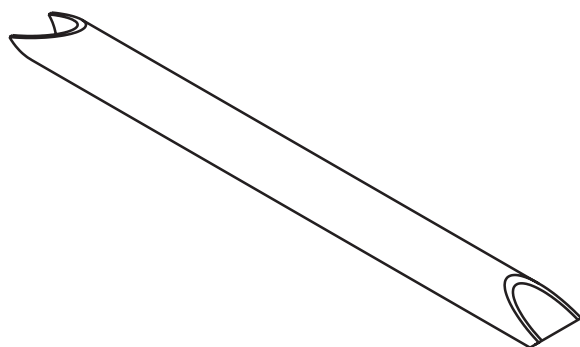
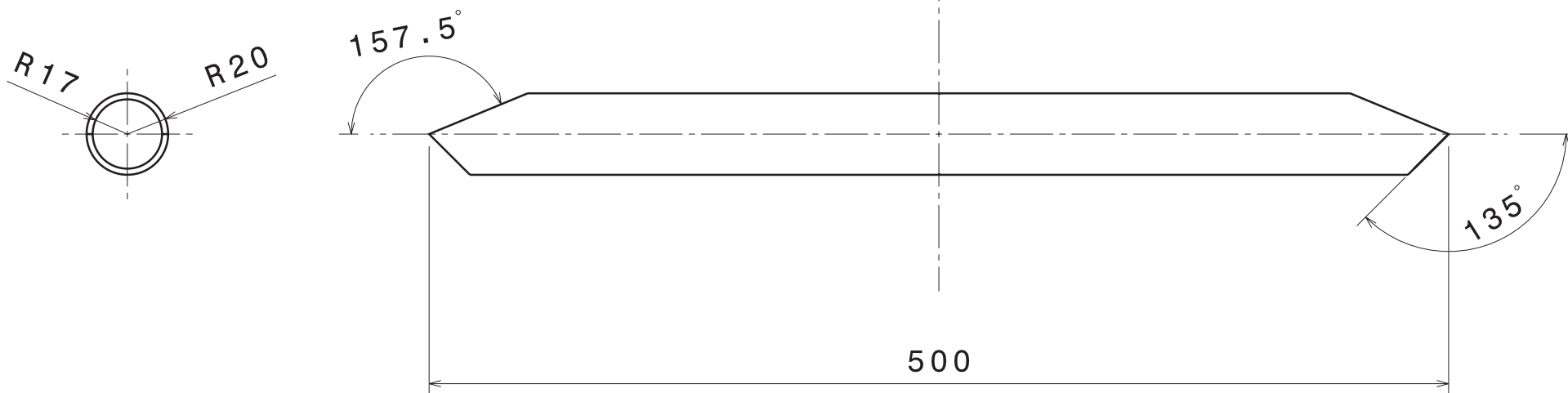
ESCALA:
1:5

Nº PLANO:
19

D

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
1	40 mm	3 mm	±1,5 mm	AISI-6061-T6



upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado: LEZAUN AGOS, XABIER	
Plano: TUBO SIST. ANTIVUELCO 500 D40x3		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:3	NºPLANO: 20

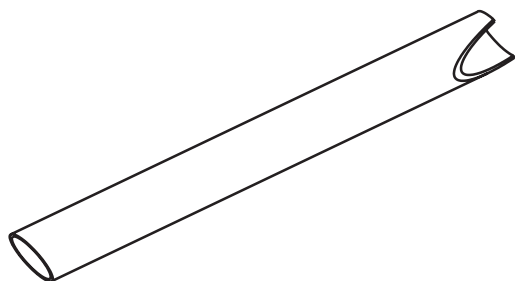
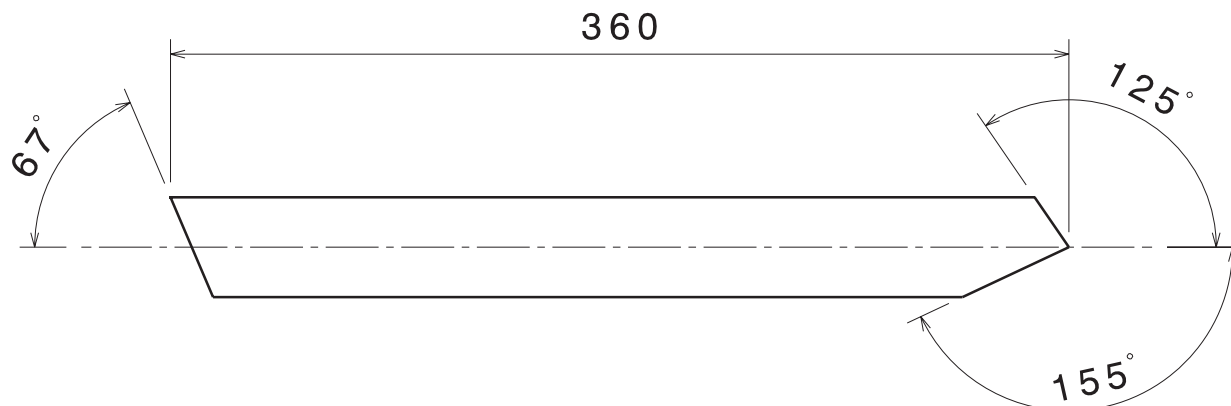
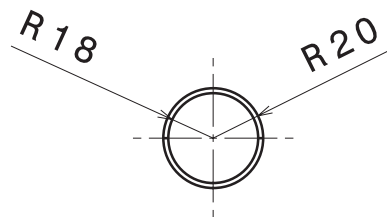
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	2 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO TRASERO 360 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:3

Nº PLANO:
21

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

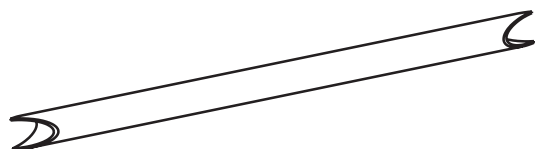
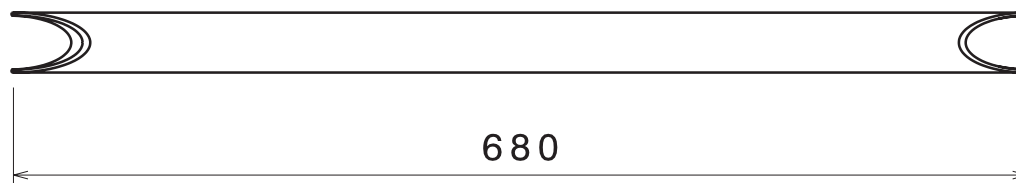
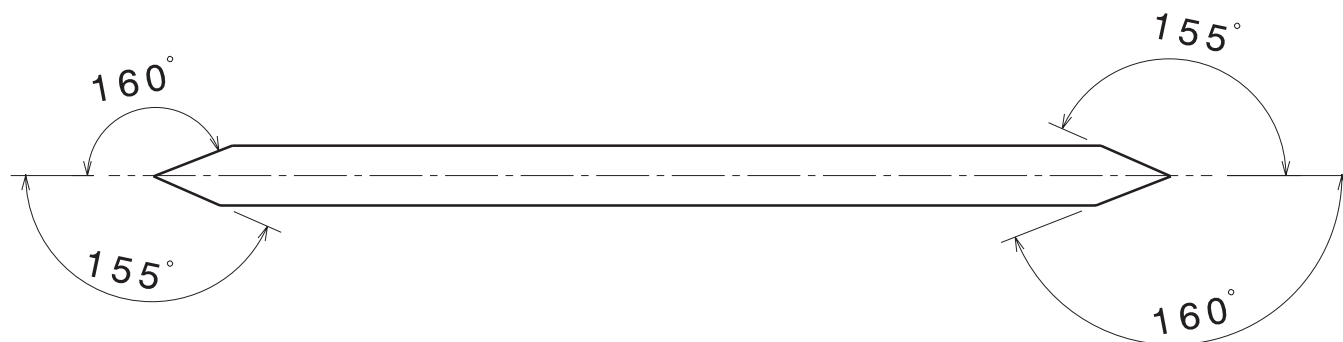
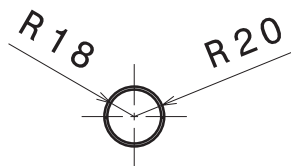
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
1	40 mm	2 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO TRASERO 680 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:5

Nº PLANO:
22

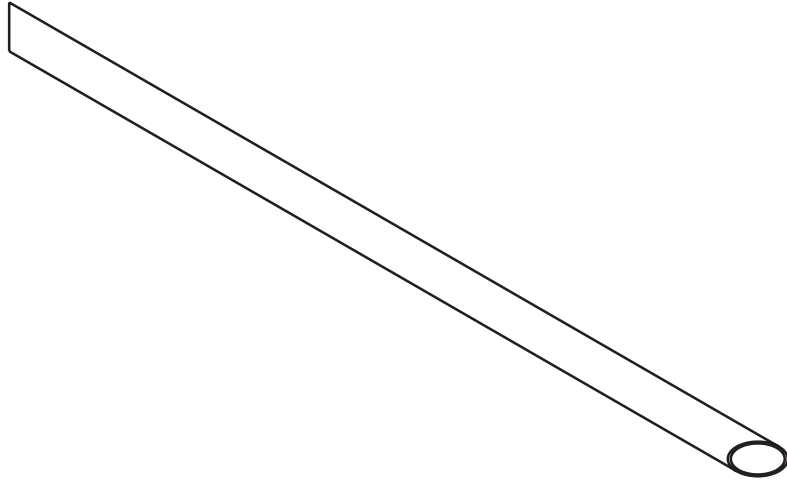
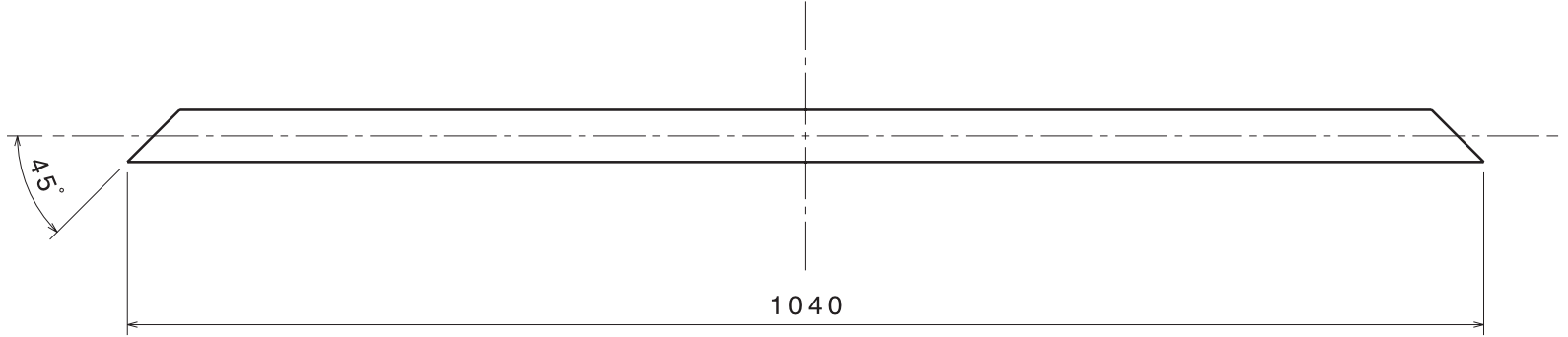
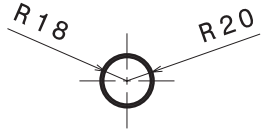
upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	2 mm	±1,5 mm	AISI-4130

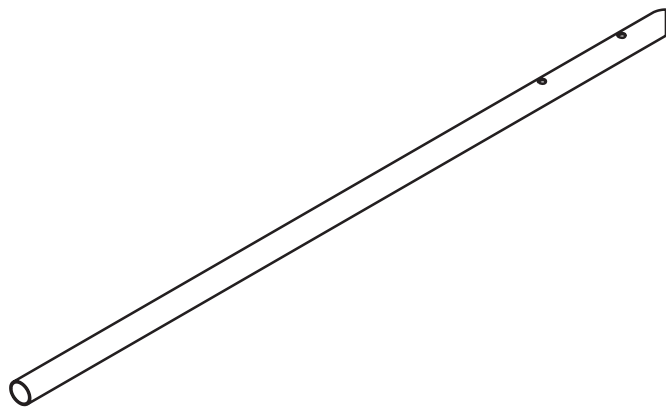
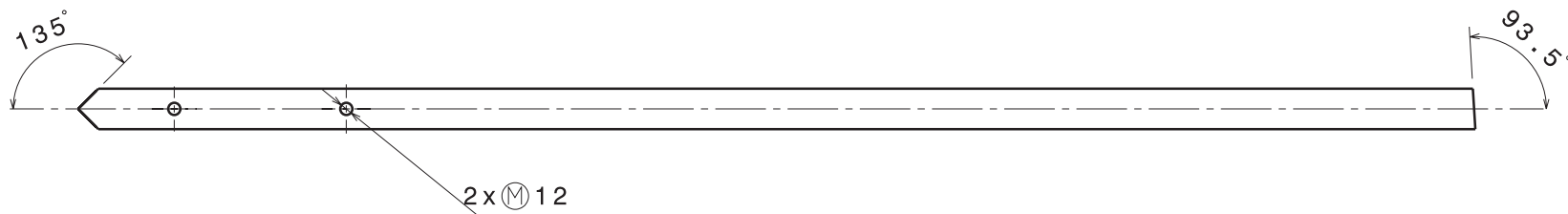
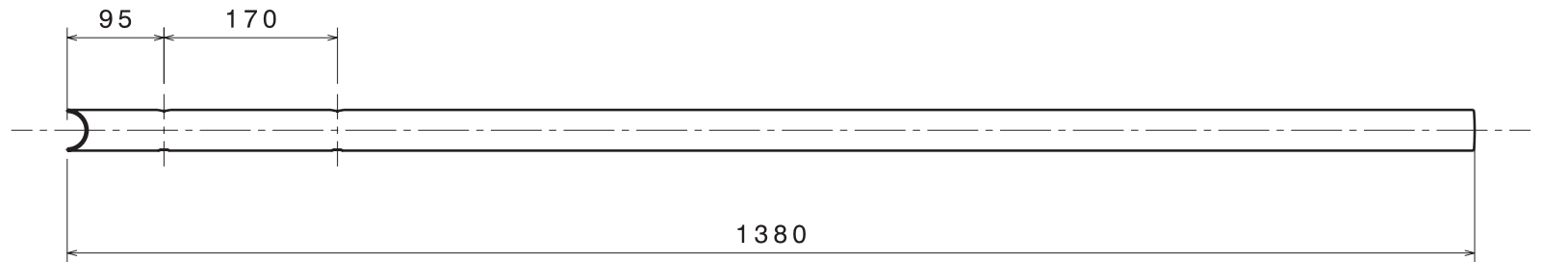
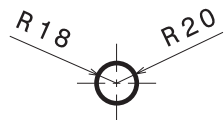



upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitatea
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erreserbatu dira

upna Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitatea Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado: LEZAUN AGOS, XABIER	
Plano: TUBO TRASERO 1040 D40X2		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:4	Nº PLANO: 23

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	2 mm	±1,5 mm	AISI-4130



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado: LEZAUN AGOS, XABIER	
Plano: TUBO TRASERO 1380 D40X2		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:5	Nº PLANO: 24

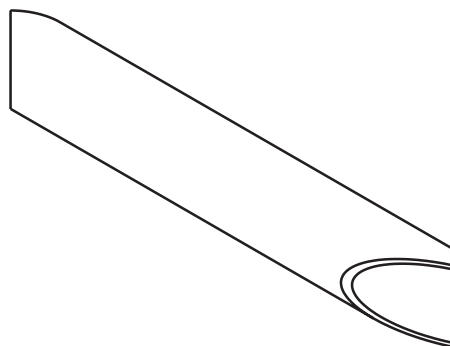
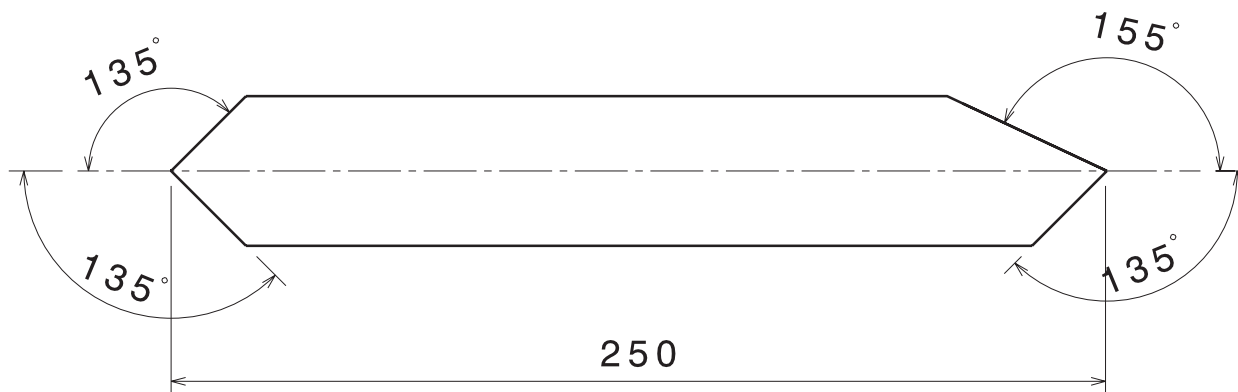
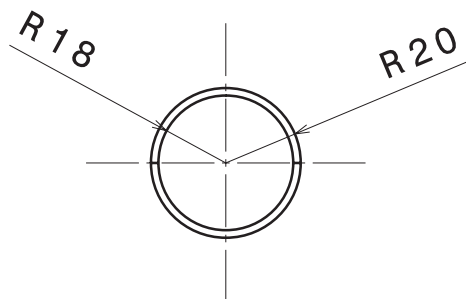
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
4	40 mm	2 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO TRASERO 250 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:2

Nº PLANO:
25

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

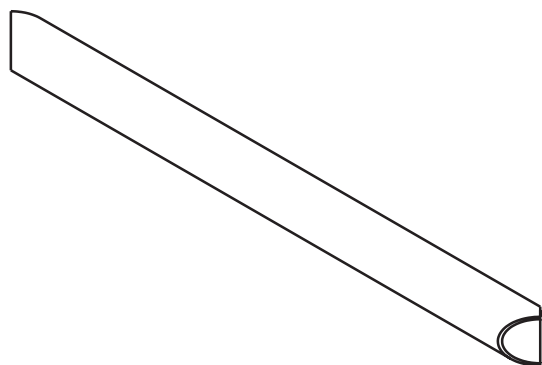
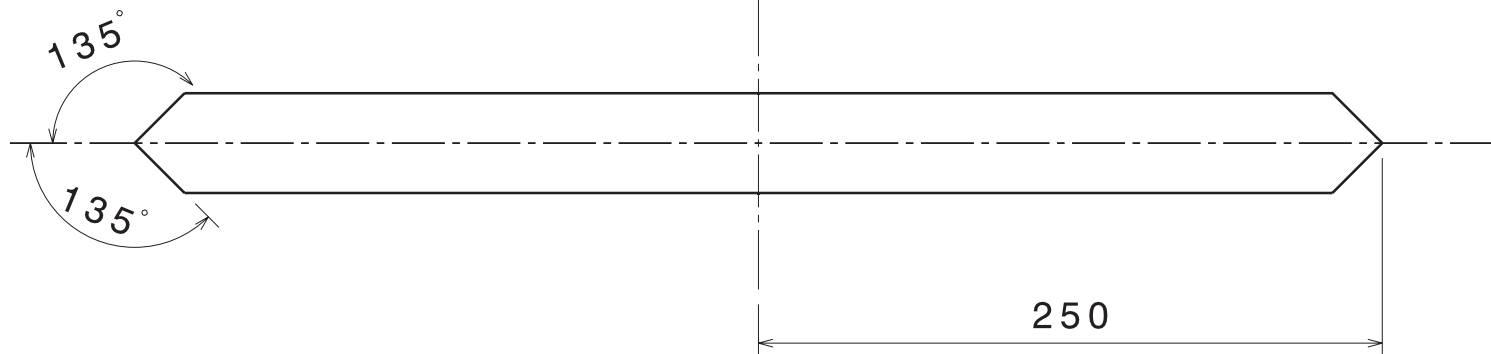
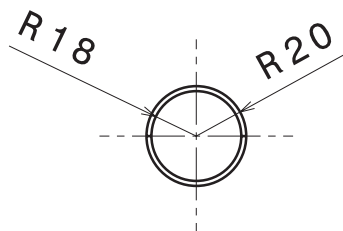
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
3	40 mm	2 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO TRASERO 500 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:3

Nº PLANO:
26

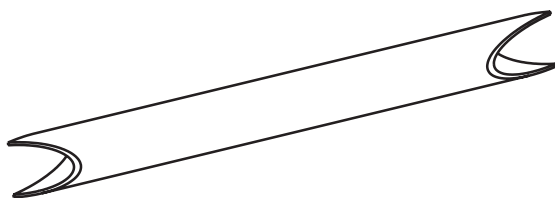
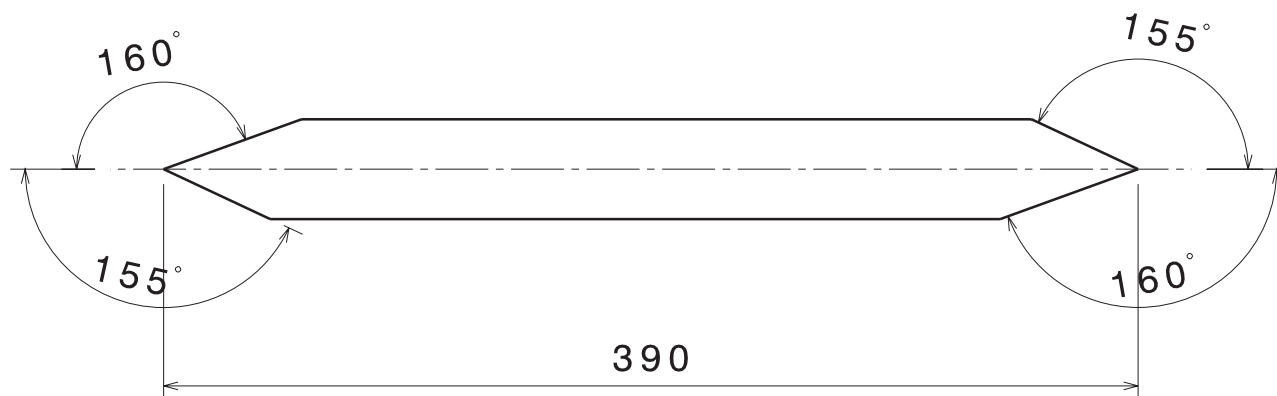
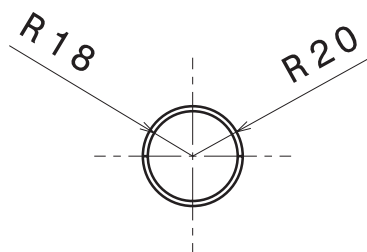
upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	2 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna
 Universidad Pública
 de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate
 Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
 INDUSTRIAL M.

Departamento:
 DEPARTAMENTO DE
 ING. MECANICA, ENERGETICA
 Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
 SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
 DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

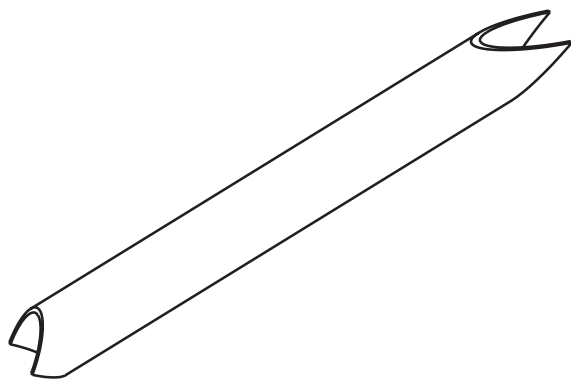
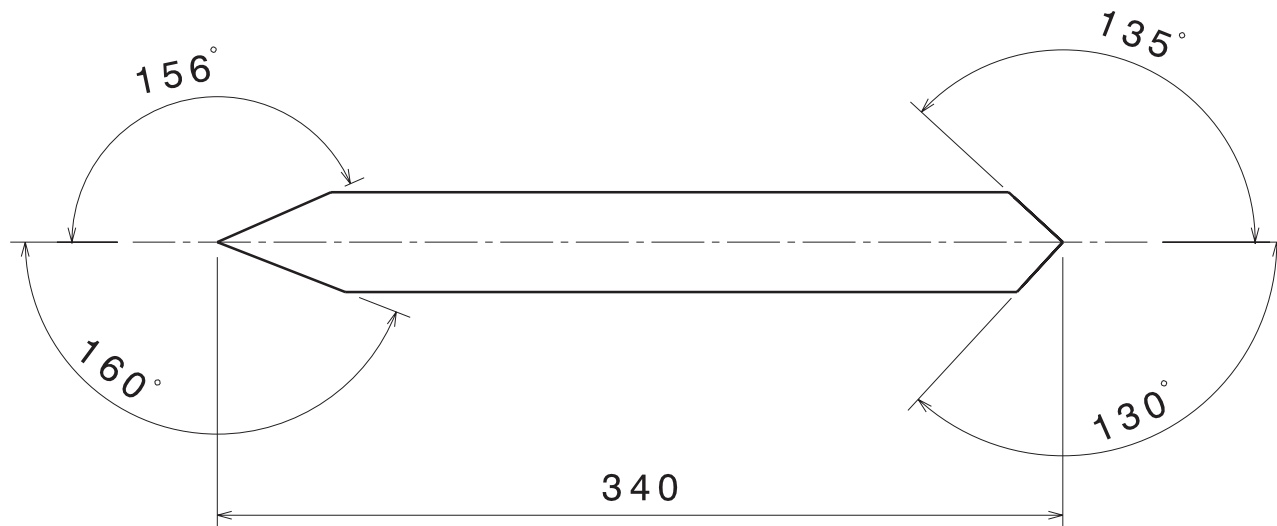
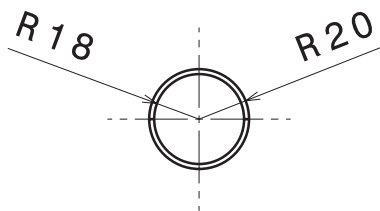
TUBO TRASERO 390 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:3

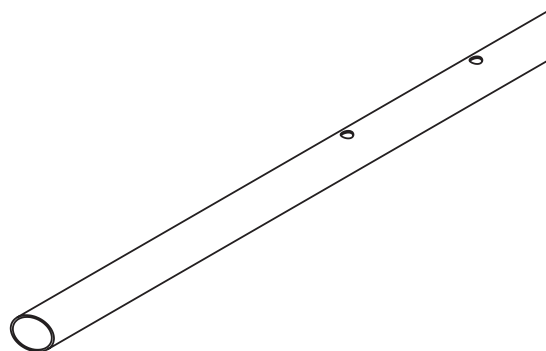
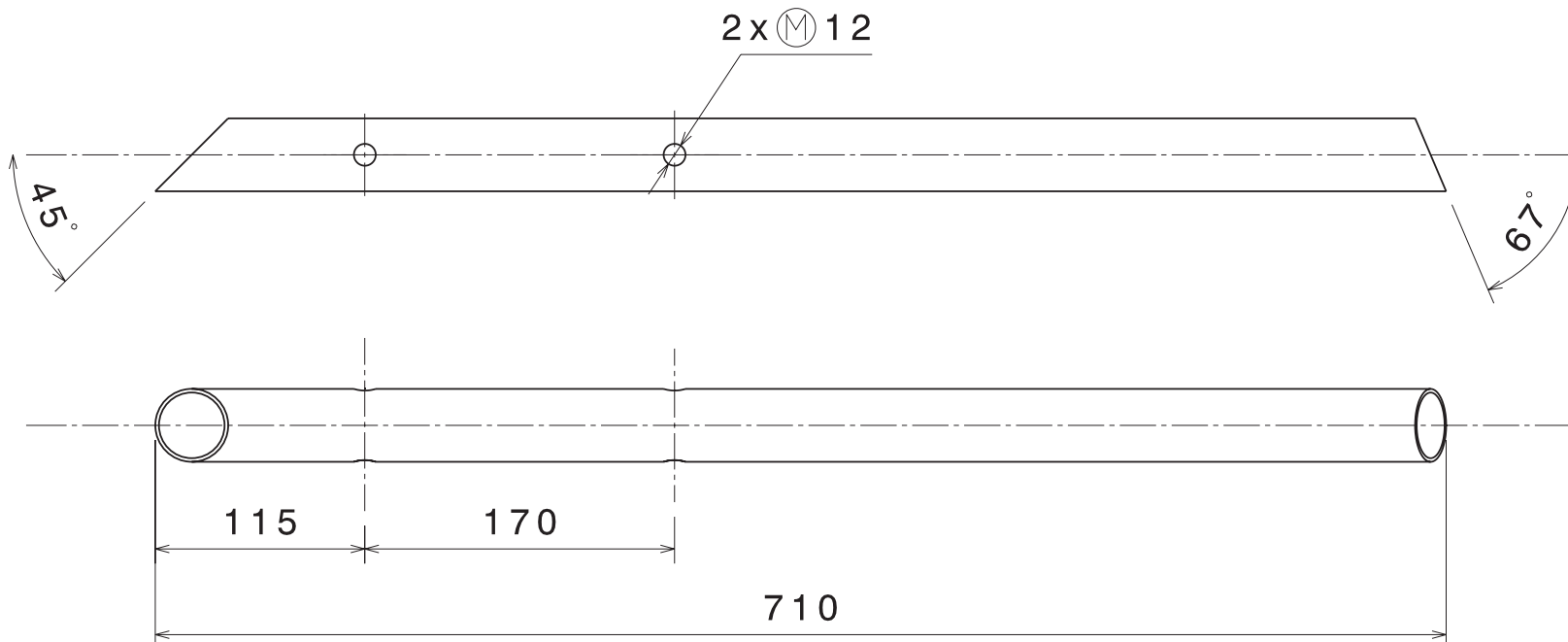
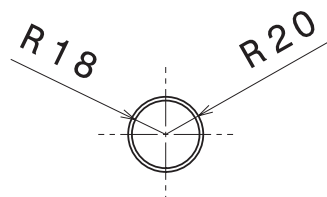
NºPLANO:
27

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	2 mm	±1,5 mm	AISI-4130



<div>upna</div> <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F		Realizado:		
		LEZAUN AGOS, XABIER		
		Firma:		
Plano: TUBO TRASERO 340 D40x3		FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:3	NºPLANO 28

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
2	40 mm	2 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.
INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO TRASERO 710 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:4

NºPLANO:
29

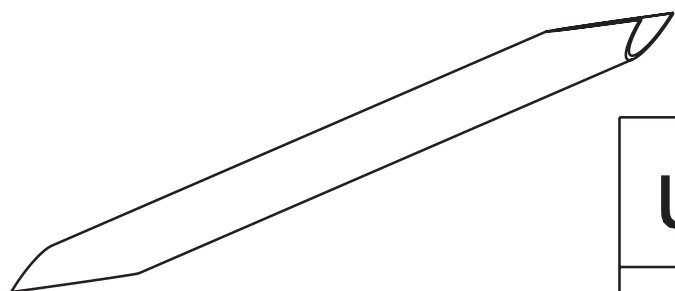
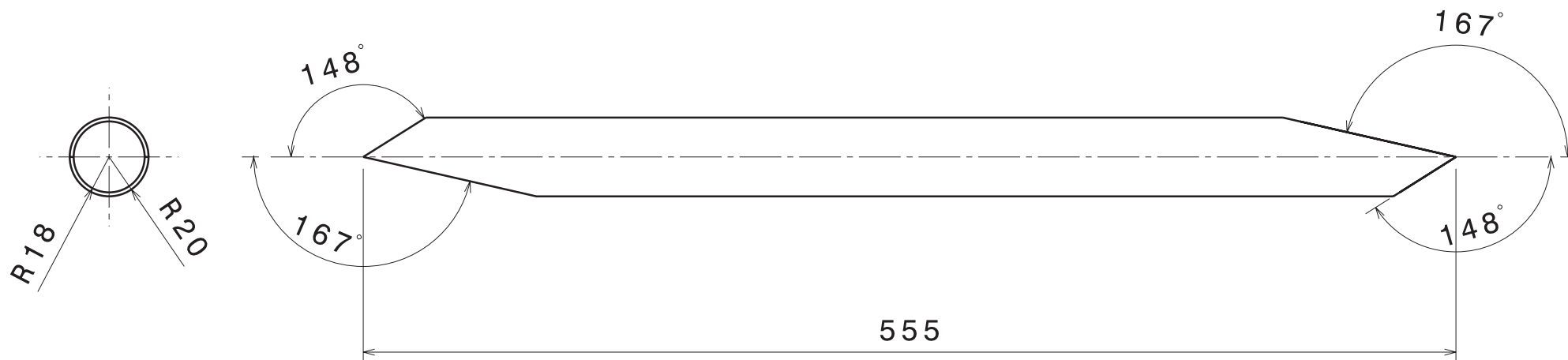
D

C

B

A

nº Tubos	Ø Exterior	Espesor	Tolerancia	Material
1	40 mm	2 mm	±1,5 mm	AISI-4130



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

TUBO TRASERO 555 D40x3

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:3

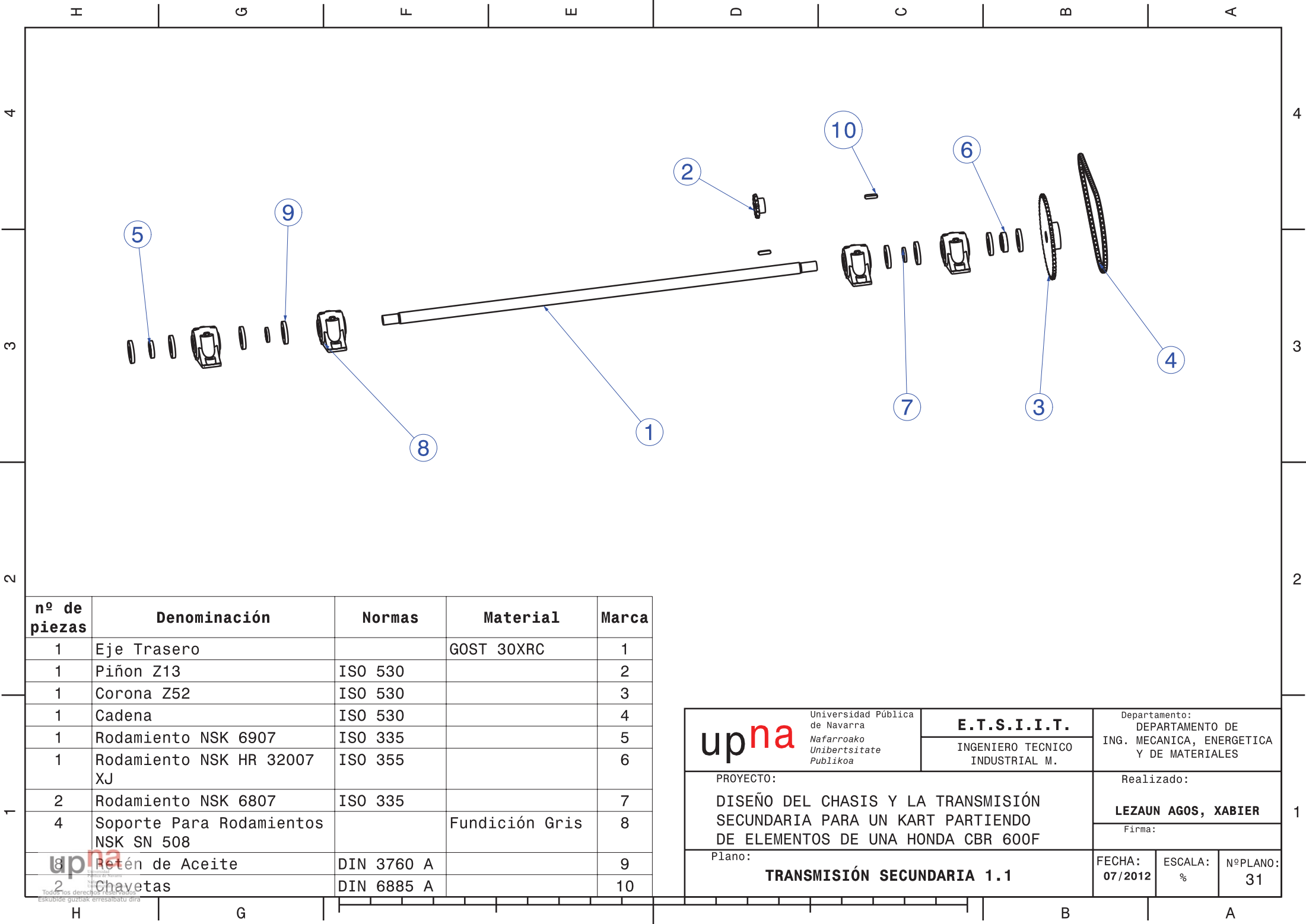
Nº PLANO:
30

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A



nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Marca
1	Eje Trasero		GOST 30XRC	1
1	Piñon Z13	ISO 530		2
1	Corona Z52	ISO 530		3
1	Cadena	ISO 530		4
1	Rodamiento NSK 6907	ISO 335		5
1	Rodamiento NSK HR 32007 XJ	ISO 355		6
2	Rodamiento NSK 6807	ISO 335		7
4	Soporte Para Rodamientos NSK SN 508		Fundición Gris	8
1	Retén de Aceite	DIN 3760 A		9
2	Chavetas	DIN 6885 A		10

upna

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES

Realizado:
LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

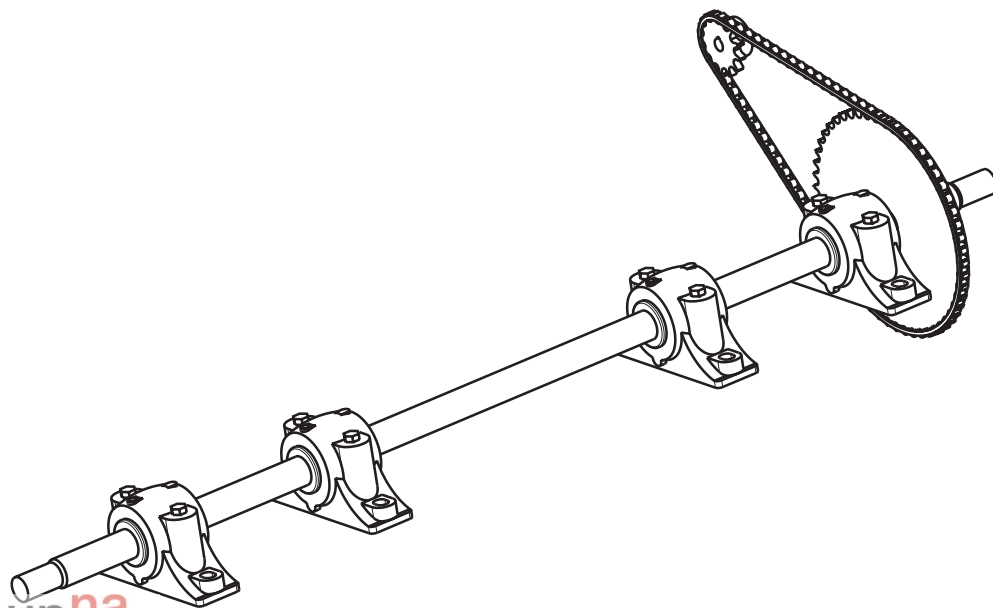
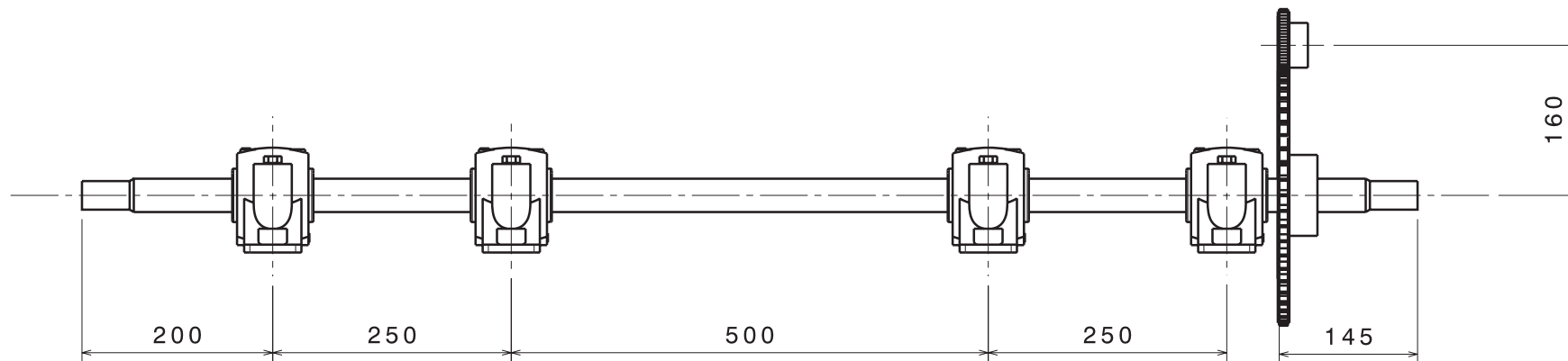
PROYECTO:
DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Plano:
TRANSMISIÓN SECUNDARIA 1.1

FECHA:
07/2012

ESCALA:
%

Nº PLANO:
31

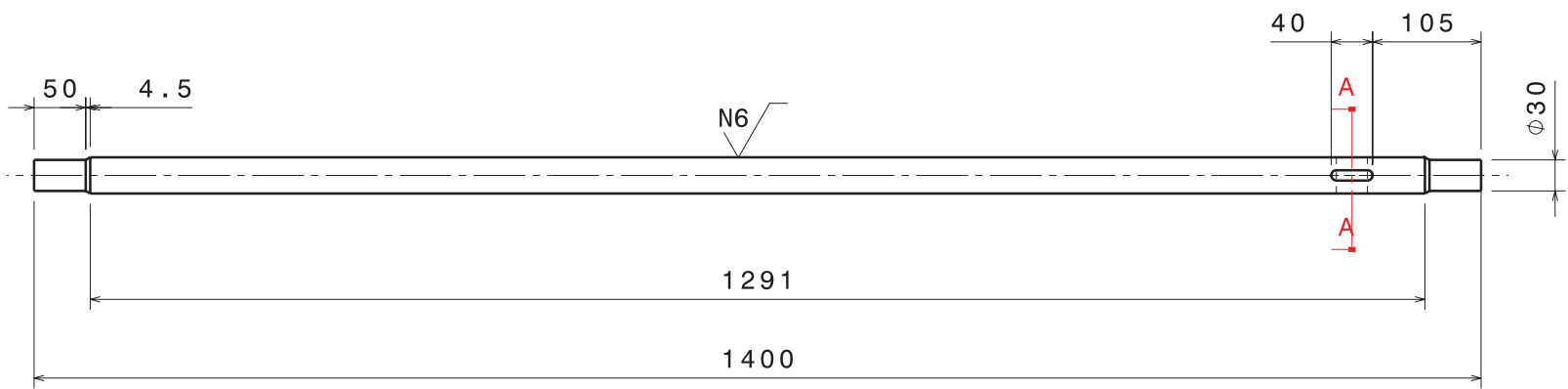


<div>upna</div> <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.				
PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F			Realizado:		
			LEZAUN AGOS, XABIER		
			Firma:		
Plano: TRANSMISIÓN SECUNDARIA 1.2			FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:5	Nº PLANO 32

H G F E D C B A

4

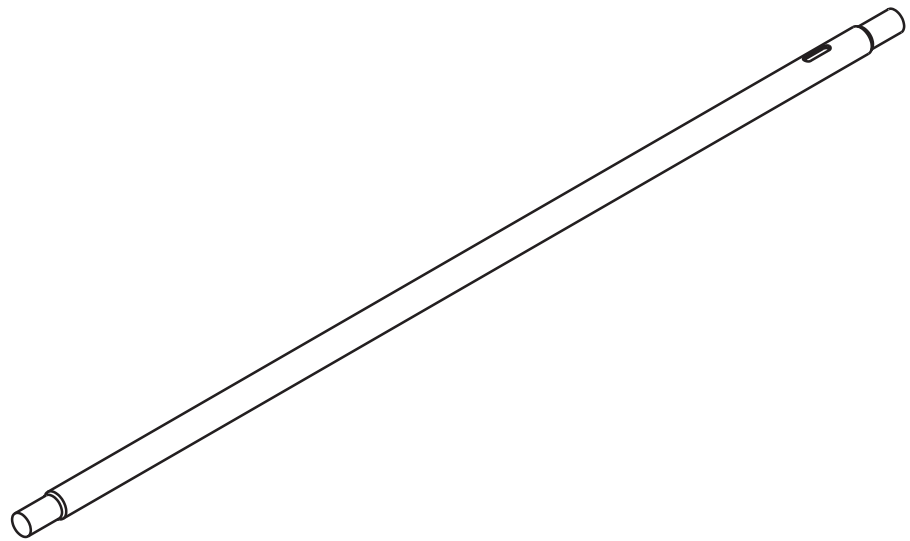
4



Sección A - A


2

2



1

1

	Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
		INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F			Realizado: LEZAUN AGOS, XABIER		
			Firma:		
Plano: EJE TRASERO			FECHA: 07/2012	ESCALA: 1:5	Nº PLANO: 33

H G B A

D

C

B

A

4

4

3

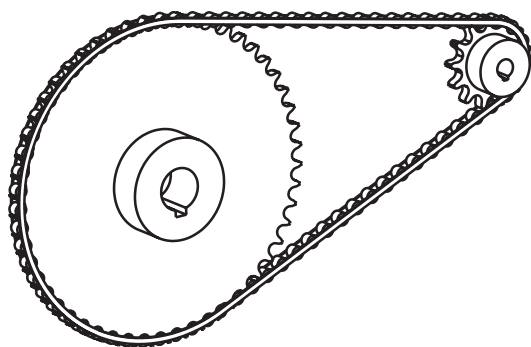
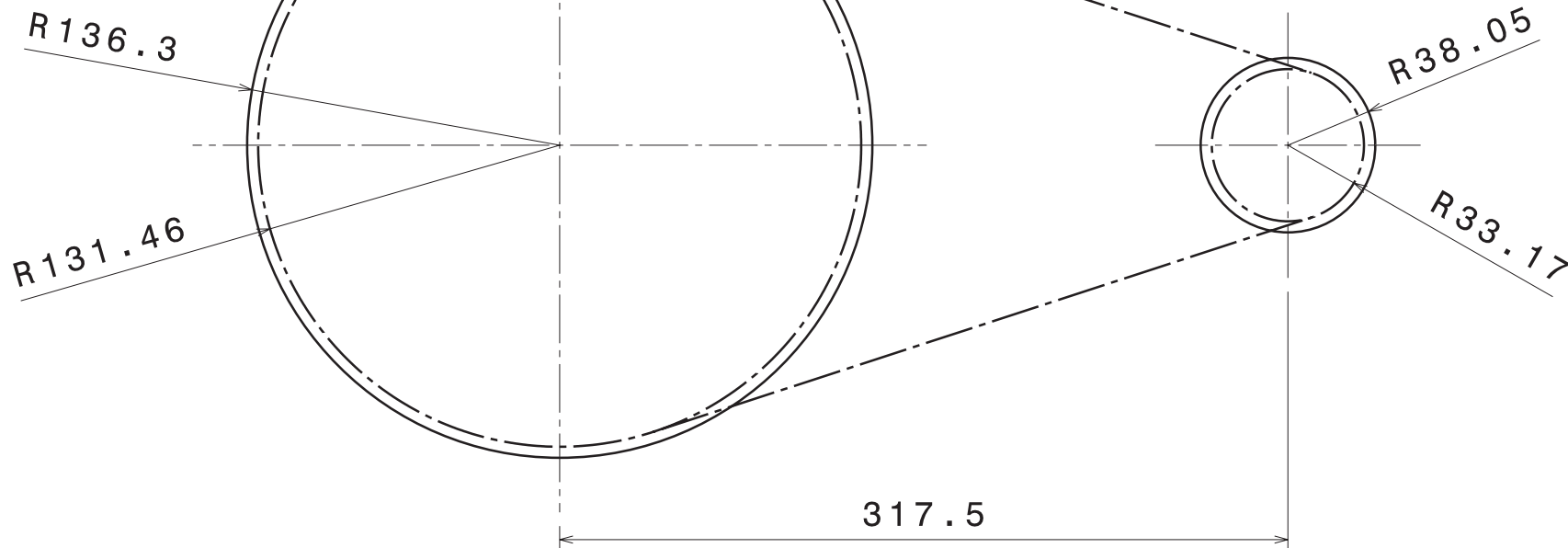
3

2

2

1

1



upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN
SECUNDARIA PARA UN KART PARTIENDO
DE ELEMENTOS DE UNA HONDA CBR 600F

Realizado:

LEZAUN AGOS, XABIER

Firma:

Plano:

PIÑÓN, CADENA Y CORONA

FECHA:
07/2012

ESCALA:
1:3

Nº PLANO:
34

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

D

A



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA
PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA
HONDA CBR 600F

PLIEGO DE CONDICIONES

Xabier Lezaun Agos

Vanesa Estremera

Pamplona, Julio del 2012

ÍNDICE

ÍNDICE	1
1.- HERRAMIENTAS DE DISEÑO	2
2.- DEFINICIONES.....	4
3.- NORMATIVA.....	7
3.1.- Normativa de competición:	7
3.2.- Normativa de componentes:	8
4.- MATERIALES.....	8
4.1.- Materiales empleados para la construcción del chasis	8
4.2.- Materiales para la fabricación del eje trasero	14
4.3.- Materiales de los elementos de la transmisión secundaria	16
5.- PROCESO DE FABRICACIÓN.....	24
5.1.- Procesos para la fabricación del chasis	24
5.1.1.- Soldabilidad de los materiales	25
5.1.2.- Marcado de los tubos.....	28
5.1.3.- Corte o serrado de los tubos	29
5.1.4.- Curvado de los tubos	33
5.1.5.- Soldadura.....	33
5.1.6.- Posicionamiento y secuencias de los tubos para la soldadura.....	36
5.1.7.- Preparación de los bordes para soldar	38
5.1.8.- Inspección de soldaduras.....	41
5.1.9.- Tratamiento superficial de la estructura	43
5.2.- Procesos para la fabricación del eje.....	44
5.2.1.- Torneado del eje	44
5.2.2.- Fresado del eje.....	47

1.- Herramientas de diseño

Las dos herramientas principales para el diseño del chasis han sido el CATIA V5/6 y el MARC-MENTAT. El primero se ha utilizado gracias a que permite implementar los módulos de CAD/CAE a nuestro diseño y el segundo fue utilizado para la utilización del FEM. También se ha utilizado el Autocad para el dibujo de gráficas e imágenes ilustrativas a lo largo de todo el proyecto.

El proceso seguido para el diseño de la estructura tubular consiste en crear primeramente un producto echando mano de las herramientas informáticas seguido de un pertinente análisis para comprobar si el diseño es factible o no.

❖ *Catia V5 / V6*

Estas siglas en ingles son Computer Aided Three Dimensional Interactive Application y se trata de un programa de CAD/CAM/CAE, aunque en este proyecto la parte de CAM no ha sido necesaria y no se ha utilizado, fue elegido por el potencial y capacidad que el mismo tiene, desde la creación del modelo hasta el análisis, y además por el conocimiento del manejo por parte del diseñador. La parte del análisis, al quedarse un poco escasa en este programa se optó por la utilización de otro programa que es específico para esta tarea como es el MARC-MENTAT, que más adelante se detallara. Éste ha sido realizado y comercializado por la empresa francesa Dassault Systemes. Este programa está pensado para proporcionar apoyo desde la creación del diseño (CAD), fabricación (CAM) y el análisis (CAE) de piezas y maquinaria que requieren de una implementación en 3D, planos, ensayos...

Inicialmente este programa fue creado para servir de ayuda y apoyo a la industria aeronáutica dada la gran capacidad que atesora. Actualmente, está siendo utilizado por la industria del automóvil en el diseño y desarrollo de componentes de la carrocería porque ofrece un gran repertorio de posibilidades para implementar todo tipo de diseños en 3D, solicitudes... además contiene una arquitectura abierta para el desarrollo de aplicaciones y facilita la personalización del programa .

En Catia cada área de trabajo va asociada a un tipo de extensión diferente. En este proyecto se han utilizado tres grandes áreas identificables cada una por su extensión:

- El diseño de cada componente del chasis se realizara en el área de "Mechanical design" gracias a la pestaña "Part design" (.CATPart)
- Ensamblaje de todos los componentes que forman la estructura tubular en el mismo área anterior pero en la pestaña "Assembly design" (.CATProduct)
- Realización del mallado de la estructura (.CATAnalysis)

Este último punto se realiza gracias a la pestaña de "finite element modeling " dentro de la sección de simulation. Aquí se va a exportar el mallado en un archivo con extensión (.DAT) en el cual habrá que realizar una modificación, debido sino a la incompatibilidad

con el programa MARCMENTAT, abriendo el archivo en un bloc de notas y reemplazando las comas por puntos.

Para terminar se ha de mencionar que también se ha utilizado la versión V6 del programa que es con la que se han creado las imágenes adjuntadas a la memoria del proyecto.

❖ *Marc-mentat*

Marc-Mentat es programa potente y de uso general de análisis de elementos finitos. El elemento no lineal finito facilita una solución de análisis para simular con precisión la respuesta de sus productos en escenarios estáticos, la carga dinámica y la física de cada uno de los nodos del modelo. La versatilidad de Marc-Mentat en el modelado de comportamientos no lineales de material y transitoria en condiciones ambientales lo hace ideal para resolver sus problemas de diseño complejos. Con sus innovadoras tecnologías y metodologías de modelado, Marc-Mentat permite simular el comportamiento del complejo mundo real de los sistemas mecánicos por lo que es el más adecuado para hacer frente a su fabricación y los problemas de diseño en un único entorno.

Con los esquemas de solución, los cuales son más inteligentes y están diseñados para proporcionar el rendimiento que uno necesita, explotando al máximo el hardware combinado con una facilidad de uso. La solución del modelado, proporciona la posibilidad de explorar la linealidad inherente de la naturaleza de cada modelo. Ya sea que los problemas impliquen grandes deformaciones y tensiones, con Marc-Mentat puede centrarse en la mejora de sus diseños.

Facilidad de uso

La interfaz de usuario integrada de Marc-Mentat está diseñada para que incluso los usuarios principiantes configuren y resuelvan los complejos problemas no lineales en un corto período de tiempo. Los usuarios pueden ir desde un archivo CAD a un modelo completo FEA y post-procesamiento de los resultados en un único entorno integrado.

❖ *Autocad*

Autodesk AutoCAD es un programa de diseño asistido por computadora para dibujo en dos y tres dimensiones. Actualmente es desarrollado y comercializado por la empresa Autodesk. AutoCAD es un software reconocido a nivel internacional por sus amplias capacidades de edición, que hacen posible el dibujo digital de planos de edificios o la recreación de imágenes en 3D. AutoCAD es uno de los programas más usados, elegido por arquitectos, ingenieros y diseñadores industriales.

Al igual que otros programas de diseño asistido por computadora, AutoCAD gestiona una base de datos de entidades geométricas (puntos, líneas, arcos, etc.) con la que se puede operar a través de una pantalla gráfica en la que se muestran éstas, el llamado editor de dibujo. La interacción del usuario se realiza a través de comandos, de edición o dibujo, desde la línea de órdenes, a la que el programa está fundamentalmente orientado. Las versiones modernas del programa permiten la introducción de éstas mediante una interfaz gráfica de usuario o en Inglés GUI (Graphic User Interface), que automatiza el proceso.

Como todos los programas de CAD, procesa imágenes de tipo vectorial, aunque admite incorporar archivos de tipo fotográfico o mapa de bits, donde se dibujan figuras básicas o primitivas (líneas, arcos, rectángulos, textos, etc.), y mediante herramientas de edición se crean gráficos más complejos. El programa permite organizar los objetos por medio de capas o estratos, ordenando el dibujo en partes independientes con diferente color y grafismo. El dibujo de objetos seriados se gestiona mediante el uso de bloques, posibilitando la definición y modificación única de múltiples objetos repetidos.

Parte del programa AutoCAD está orientado a la producción de planos, empleando para ello los recursos tradicionales de grafismo en el dibujo, como color, grosor de líneas y texturas tramadas. AutoCAD, utiliza el concepto de *espacio modelo* y *espacio papel* para separar las fases de diseño y dibujo en 2D y 3D, de las específicas para obtener planos trazados en papel a su correspondiente escala.

La extensión del archivo de AutoCAD es .dwg, aunque permite exportar en otros formatos (el más conocido es el .dxf). Maneja también los formatos IGES y STEP para manejar compatibilidad con otros softwares de dibujo.

Por todo lo dicho es ideal para crear sencillos dibujos en 2D así como gráficos, como los que se han expuesto a lo largo del proyecto. Además, la versión 2007 utilizada para este proyecto, permite la interacción con el Microsoft Word de manera que se puede acceder directamente a cada dibujo creado en Autocad directamente clicando la imagen desde el propio Microsoft Word. Esto permite rediseñar cada imagen en función de las necesidades que puedan surgir a lo largo del proceso del proyecto de manera rápida y sencilla.

2.- Definiciones

- ❖ **CAD (Computer Aided Design - diseño asistido por ordenador):** consiste en la utilización de un amplio abanico de herramientas. Éstas se pueden dividir en programas de dos dimensiones (2D) y de tres dimensiones (3D). Las herramientas de dibujo de los primeros se basan en entidades geométricas como pueden ser puntos, líneas, arcos... con lo que se tiene la posibilidad de operar a través de una interfaz gráfica. Los programas en tres dimensiones añaden a lo anterior superficies y sólidos, cuyo objetivo final es la definición de la geometría y/o trigonometría alámbrica del producto a diseñar.

Las capacidades y posibilidades del sistema 3D son enormes, pudiendo realizar un gran número de tareas como pueden ser la visualización en pantalla del modelo en tres dimensiones, la obtención de secciones dibujando alzados y plantas automáticamente, calcular volúmenes... de manera fácil e instantáneamente.

Debido a esto último se han reducido muchísimo los tiempos de realización de todo tipo de operaciones con tan solo elegir un parámetro en el programa.

Actualmente la aplicación de la tecnología CAD es indispensable porque proporciona una mejora de la calidad, disminuye costes y simplifica diseños para la producción.

❖ **CAE (Computer Aided Engineering - ingeniería asistida por ordenador):**

Gracias a estas aplicaciones se puede analizar el comportamiento de la pieza anteriormente diseñada por el sistema CAD ante modificaciones que se pueden deber a cambios de temperatura, esfuerzos de comprensión... Todo ello va a permitir elegir el material más adecuado para la pieza al igual que va a permitir efectuar los cambios oportunos para la mejora del rendimiento de la misma.

La posibilidad de llevar a cabo una serie de simulaciones antes de la construcción de la pieza va a traer consigo una reducción notable del tiempo de preparación de los prototipos, con los cuales se podrán seleccionar los materiales tras realizarles las pertinentes pruebas.

Con el CAE la modificación del material en la pieza solo llevara unos segundos que es lo que cuesta selección la pestaña adecuada en el programa.

Gracias a esta técnica se puede conocer la fiabilidad, el rendimiento... de la pieza con hacer menos pruebas, que sin esta técnica, sobre los prototipos .

Esta técnica también es conocida como Elaboración Virtual de Prototipos o Virtual Prototyping, debido a que permite la simulación de la pieza de forma virtual.

❖ **CAM(Computer Aided Manufacturing - fabricación asistida por ordenador):**

una vez que se ha llegado a la conclusión de la parte del diseño de la pieza y se han llevado acabó simulaciones y análisis sobre su estructura ante diversas situaciones de funcionamiento, se da paso a la etapa de fabricación. A este proceso se le denomina CAM, a partir de los diseños anteriormente realizados en el CAD, se crearan y diseñaran los dispositivos y programas de control numérico, los cuales serán los encargados de controlar y supervisar el trabajo de las distintas maquinas utilizadas para la construcción con el fin de que el resultado coincida exactamente con el diseño anteriormente realizado en el menor tiempo posible.

Gracias a este sistema, se pueden simular los movimientos de las herramientas utilizadas para la fabricación con el fin de prevenir posibles interferencias entre herramientas y materiales, además de informar de si pudiera haber algún error en la programación del programa de la herramienta.

CAM da la posibilidad de acortar los tiempos de fabricación, además de porque realiza más rápido las operaciones que si las realizase un operario, elimina las correcciones que podrían tener que realizarse después de la fabricación por parte de la persona.

❖ **FEM (Método de elementos finitos):** Es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales. La solución obtenida es solo aproximada, coincidiendo con la solución exacta solo en un número finito de puntos llamados nodos. En el resto de puntos que no son nodos, la solución aproximada se obtiene interpolando a partir de los resultados obtenidos para los nodos, lo cual hace que la solución sea solo aproximada debido a ese último paso.

El FEM convierte un problema definido en términos de ecuaciones diferenciales en un problema en forma matricial que proporciona el resultado correcto para un número finito de puntos e interpola posteriormente la solución al resto del dominio, resultando finalmente solo una solución aproximada. El conjunto de puntos donde la solución es exacta se denomina conjunto nodos. Dicho conjunto forma una red, denominada malla, formada por retículos. Cada uno de éstos es un elemento finito. El conjunto de nodos se obtiene dividiendo o discretizando la estructura en elementos de forma variada, pudiendo ser superficies, volúmenes y barras.

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular de las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante un programa FEM se dividen en:

1. Preproceso: definición de geometría, generación de malla asignación de propiedades a los materiales y otro tipo de propiedades, como son las fuerzas que actuarán sobre el sistema.
2. Cálculo: como su nombre indica y se inicia una vez finalizado el preproceso.
3. Postproceso: se calculan magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos.

Al conjunto de todas las herramientas descritas anteriormente, formaran parte del PLM. Se denomina así, a la administración del ciclo de vida de un producto. Este está formado por una serie de capacidades que permiten a una empresa administrar e innovar eficientemente sus productos y los servicios relacionados con ellos, manteniendo una trazabilidad de los mismos.

❖ **CNC (Control Numérico por Computadora):** es un sistema de automatización de máquinas herramienta que son operadas mediante comandos programados en un medio de almacenamiento, en comparación con el mando manual mediante volantes o palancas. Este sistema ha revolucionado la industria debido al abaratamiento de microprocesadores y a la simplificación de la programación de las máquinas de CN.

Para mecanizar una pieza se usa un sistema de coordenadas que especificarán el movimiento de la herramienta de corte.

El sistema se basa en el control de los movimientos de la herramienta de trabajo con relación a los ejes de coordenadas de la máquina, usando un programa informático ejecutado por un ordenador.

En el caso de un torno, hace falta controlar los movimientos de la herramienta en dos ejes de coordenadas: el eje de las X para los desplazamientos laterales del carro y el eje de las Z para los desplazamientos transversales de la torre.

En el caso de las fresadoras se controlan los desplazamientos verticales, que corresponden al eje Z. Para ello se incorporan servomotores en los mecanismos

de desplazamiento del carro y la torreta, en el caso de los tornos, y en la mesa en el caso de la fresadora; dependiendo de la capacidad de la máquina, esto puede no ser limitado únicamente a tres ejes.

Para la programación en control numérico, se puede realizar de forma manual o automática.

En el caso de la programación manual, se deben ir introduciendo en la computadora los pasos o operaciones a seguir de forma manual, mediante sencillas órdenes o pautas, que variaran en función del programa utilizado.

En el caso de la programación automática, los cálculos los realiza un computador, a partir de datos suministrados por el programador dando como resultado el programa de la pieza en un lenguaje de intercambio llamado APT que posteriormente será traducido mediante un post-procesador al lenguaje máquina adecuado para cada control. Por esta razón recibe el nombre de CAM (Computer Aided Machining o Mecanizado Asistido por Computadora).

3.- Normativa

En este apartado del proyecto se normalizarán todos los componentes del Kart y en concreto del embrague y de la caja de cambios diseñados.

3.1.- Normativa de competición:

Para la creación del prototipo se han seguido una serie de reglamentos técnicos para así homologar los componentes que constituye el Kart. El prototipo intentará seguir las normas establecidas por el reglamento de la categoría Superkart.

Los documentos que se han tenido en cuenta para homologar el Kart y la caja de cambios son los siguientes:

- Reglamento técnico Superkart.
- Reglamento técnico CIK-FIA World Karting Championship.
- Listas técnicas R.F.E.D.A. y F.I.A.

Estos reglamentos se han utilizado para la homologación del embrague y de la relación de engranaje de las marchas. Los datos obtenidos son los siguientes:

- ❖ Embrague: Originales o de mercado de reposición, sin modificaciones, accionado por cables.

- ❖ Caja de cambios: Original de serie según el motor a utilizar de 4 o 5 marchas, con su relación de engranaje según corresponda. Deben mantener el espesor original de los engranajes:

1. 1º 34D 12D	2. 1º 36D 13D	3. 1º 37D 14D
2º 29D 17D	2º 32D 17D	2º 32D 18D
3º 26D 21D	3º 28D 20D	3º 25D 19D
4º 23D 24D	4º 26D 23D	4º 23D 22D
	5º 24D 25D	5º 21D 24D

3.2.- Normativa de componentes:

A continuación se muestran una serie de normas que habrá que cumplir en el proyecto e instalación:

- Norma UNE 93021-1:2006. Karts. Requisitos de seguridad y métodos de ensayo.
- Norma UNE-EN-ISO 9002:1994. Sistemas de calidad. Modelo para el aseguramiento de la calidad en la producción, la instalación y el servicio postventa.
- Normas AGMA para el cálculo de los engranajes.
- Norma DIN 6885. Normativa para chavetas.
- Norma ISO-SKF. Normativa para rodamientos y lubricantes.
- Norma DIN 3760B. Normativa para retenes.
- Norma DIN 4768. Normativa para la rugosidad superficial de los ejes.
- Denominación ISO para tolerancias dimensionales de ejes y agujeros.
- Norma UNE-EN 10020:2001: Norma editada por AENOR para las diferentes clases de aceros.

4.- Materiales

En este apartado se detallarán las propiedades y características físicas y químicas de cada material utilizado para los elementos diseñados en el proyecto, así como cualquier peculiaridad en el tratamiento de los mismos.

4.1.- Materiales empleados para la construcción del chasis

En este proyecto, para la parte del chasis, se han analizado dos tipos de materiales con distinta configuración.

En la siguiente tabla, puede observarse las características de cada una de las configuraciones.

	ACERO AISI 4131	ACERO AISI 4131	ACERO AISI 4131	ACERO AISI 4131	ALUMINIO 6061-T6	ALUMINIO 6061-T6
Densidad	7850 Kg/m ³	7850 Kg/m ³	7850 Kg/m ³	7850 Kg/m ³	2700 Kg/m ³	2700 Kg/m ³
Mod. Elasticidad	210 000 MPa	210 000 MPa	210 000 MPa	210 000 MPa	71 000 Mpa	71 000 Mpa
Coef. Poisson	0,3	0,3	0,3	0,3	0,33	0,33
Diámetro	32mm	32mm	40mm	40mm	32mm	40mm
Espesor	3,2mm	2mm	4,5mm	2mm	5mm	3mm

Tabla 4.1: Configuración de los tubos utilizados para el diseño del chasis.

Primeramente se analizará las propiedades del acero, para al término del mismo, pasar a estudiar el aluminio.

<u>PROPIEDADES FÍSICAS</u>	
Densidad (t/m ³)	7,85
Coeficiente de dilatación térmica (°C·10 ⁶)	12
Módulo de elasticidad (Mpa)	210000
Mód. De elasticidad transversal (N/m ²)	8,1·10 ¹¹
Coeficiente de poisson	0,3

Tabla 4.2: Propiedades físicas del acero AISI-4130

La especificación del material sería un acero AISI 4130. Esta nomenclatura de los aceros es mediante el sistema S.A.E. – AISI. Como la microestructura del acero determina la mayoría de sus propiedades y aquella está determinada por el tratamiento y la composición química, uno de los sistemas más generalizados en la nomenclatura de los aceros es el que está basado en su composición química.

En este sistema el acero se clasifica con cuatro dígitos. Los dos primeros se refieren a los dos elementos de aleación más importantes y los dos o tres últimos dan la cantidad de carbono presente en la aleación. Debido a ello, el AISI 4130 estará compuesto por molibdeno y manganeso en la aleación y por un 0.3% de carbono.

El molibdeno mejora notablemente la resistencia a la tracción, la templabilidad, resistencia a la fragilidad causada por el temple y la resistencia al creep de los aceros (deformación por fluencia lenta). Su bajo contenido de carbono la da buenas características de soldabilidad. El molibdeno aumenta la resistencia de los aceros en caliente.

Por otro lado, el manganeso se añade como elemento de adición para neutralizar la influencia del azufre y del oxígeno. También actúa como desoxidante y evita, en parte, que en la solidificación del acero se produzcan porosidades perjudiciales. Además, sin el

manganeso los aceros no se podrían laminar ni forjar porque al tener azufre, éste hace que a la hora de trabajos en caliente funda el acero.

A continuación se reflejan en la tabla la composición química del acero utilizado.

<u>ACERO AISI-4130</u>	
Si	0,15-0,35
C	0,28-0,33
Mn	0,4-0,6
P	0-0,035
S	0-0,04
Cr	0,8-1,1
Mo	0,15-0,25

Tabla 4.3: Composición química del acero AISI-4130

A continuación se realizará un análisis del aluminio.

El tipo de aluminio es de la serie AISI 6000, concretamente el AISI 6061 al cual se le realiza un tratamiento T6 para alcanzar una resistencia de 290MPa. La peculiaridad de este aluminio es que sus materiales aleantes principales son el silicio (tiene propiedades intermedias entre el C y el germanio) y el magnesio (material liviano, medianamente fuerte). Se ha optado por este material ya que se emplea para componentes de los automóviles.

El aluminio 6061-T6 es una aleación dúctil y ligera, con gran resistencia y excelentes características de acabado, el aluminio 6061-T6 es ideal para la elaboración de piezas maquinadas con calidad de excelencia y para trabajos que requieran buen acabado superficial.

Posee excelente resistencia a la corrosión y acabado además de facilidad de soldadura y una resistencia parecida a la del acero. Esta es una aleación de propósito general muy popular con buena facilidad de maquinado a pesar de su tratamiento de envejecimiento artificial (T6).

Adicionalmente a sus características naturales (excelente conductividad, ligereza, nula toxicidad y que no produce chispa), el aluminio **6061-T6** ofrece las siguientes ventajas:

- Resistencia superior a la de las aleaciones 6063.
- Elaborado mediante tratamiento térmicos.
- Envejecido artificialmente.

- Optima conformación con el frío.
- Excelentes características para soldadura fuerte y al arco.
- Excelente resistencia a la corrosión.
- Gran resistencia a la tensión.
- Excelente maquinabilidad.

En la tabla siguiente la composición química de la que se compone el aluminio utilizado en este proyecto.

<u>ALUMINIO AISI 6061-T6</u>	
Si	0,4-0,8
Fe	0,7
Cu	0,15-0,4
Mn	0,15
Mg	0,8-1,2
Cr	0,04-0,35
Zn	0,25
Ti	0,15

Tabla 4.4: Composición química del aluminio AISI 6061-T6

Ahora se exponen las distintas propiedades del aluminio AISI 6061-T6:

Propiedades físicas:

<u>PROPIEDADES FÍSICAS</u>	
Densidad (t/m)	2,7
Coefficiente de dilatación térmica (°C·106)	23,6
Rango de fusión (°C)	575-650
Conductividad térmica (W/m°C)	Temple T6:167
Módulo de elasticidad (Mpa)	71000
Resistividad a 20°C (μΩm)	Temple T6:4.0
Coefficiente de poisson	0,33
Calor específico (°C)	940

Tabla 4.5: Propiedades físicas del aluminio AISI 6061-T6

Propiedades tecnológicas:

PROCESO		CLASIFICACION
Soldabilidad	Electro Beam	Muy buena
	TIG o MIG	Buena
	Por resistencia	Buena
	Brazing	Buena
Maquinabilidad(templeT6)	Corte de viruta	Aceptable
	Brillo	Muy buena
Resistencia a la corrosión	Agentes atmosféricos	Muy buena
	Ambiente marino	Buena
Anodizado	Protección	Muy buena
	Brillante	Aceptable
	Duro	Muy buena

Tabla 4.6: Propiedades tecnológicas del aluminio 6061

Propiedades mecánicas

Aleación	Tensión				Dureza	Corte	Fatiga	Modulo
	Resistencia (Ksi)		Elongación en 2 pulg.		Brinell	Ultimo de Corte	Limite a la fatiga (2)	Modulo de elasticidad Ksi x 10 ³ (3)
	Ultimo	Cadencia	1/16" Espesor	1/2" Diámetro	500kg Balo de 10mm	Resistencia Ksi	Ksi	
6061-T6	45	40	12	17	95	30	14	10

Cabe decir que las propiedades mecánicas típicas indicadas usualmente son mayores a las mostradas. Estos datos son basados en 500.000.000 de ciclos en condiciones de esfuerzos completamente aleatorios usando la máquina de pruebas y muestra de R.R. Moore. En el promedio de modulo de tensión y compresión utilizado para este ensayo, el modulo de compresión es aproximadamente 2% mayor que el de compresión.

Principales propiedades del aluminio

LIGERO- El aluminio es el más ligero de todos los metales para uso estructural, a excepción del magnesio. El aluminio pesa la tercera parte que el hierro y el cobre.

RESISTENCIA MECÁNICA- El aluminio tiene la resistencia para trabajos pesados, por lo general esta resistencia se obtiene mediante aleaciones de aluminio adicionando metales como magnesio, silicio,... las aleaciones de aluminio pueden ser tan resistentes como algunos aceros.

ELASTICIDAD- La elasticidad de un material es la medida de su capacidad para regresar a su forma original, después de que ha sido deformada por fuerzas externas. La elasticidad de los metales depende del tratamiento metalúrgico que tienen. Se puede decir, en general, que la elasticidad viene acompañada de dureza, esto significa que el aluminio puede ser más o menos elástico como lo requiera su aplicación.

RESISTENCIA A LA CORROSIÓN- En un ambiente en el que el aire este húmedo, se forma una película fina resistente de óxido de aluminio que protege de que la oxidación avance hacia el interior del metal.

CONDUCTIVIDAD ELECTRICA- Las aleaciones de aluminio son los mejores conductores de electricidad económicos disponibles porque manejan sobre dos veces la corriente que el cobre en relación a su peso. El aluminio puro tiene una conductividad eléctrica del 65% y algunas aleaciones del 55%.

CONDUCTOR DEL CALOR- El aluminio es un excelente conductor. Lo conduce tres veces mejor que el acero.

REFLEJA LA ENERGÍA RADIANTE- Las superficies pulidas de aluminio son excelentes reflectores de la energía radiante.

NO MAGNETICO- Para efectos prácticos, el aluminio es no magnético, lo que le hace que sea de los pocos metales apropiados para proteger ciertas aplicaciones eléctricas y electrónicas.

INFLAMABLE.-Aunque es un excelente conductor eléctrico, no produce chispas. Esto es una propiedad esencial en productos usados con alta inflamabilidad o materiales y ambientes explosivos.

NO TOXICO- Es usado en industrias que procesan productos alimenticios.

4.2.- Materiales para la fabricación del eje trasero

Al igual que para la mayor parte del chasis, el eje trasero también se fabricará en acero, debido a las propiedades que este material aporta, como son su resistencia, ductilidad, rigidez, bajo coste...

Generalmente, los árboles y ejes son hechos de barras circulares de acero al carbón estirado en frío. Son usadas barras de acero aleado cuando se requiere tenacidad, resistencia al impacto y alta resistencia en materiales disponibles de modo comercial. En estos casos, los árboles y ejes pueden tratarse térmicamente para obtener las propiedades requeridas. Cuando la resistencia al desgaste en la superficie es un factor muy importante, puede usarse acero de cierto grado de carburación. Sin embargo, para no aumentar el costo, el diseñador deberá tratar de usar un acero con bajo contenido en carbono, si esto fuera posible, y posteriormente garantizar un endurecimiento local por tratamiento térmico-químico.

Las barras de acero estiradas en frío tienen las propiedades físicas superiores a las barras estiradas en caliente del mismo material, destacándose una mayor resistencia a la fluencia, a la fractura y a la fatiga. Sin embargo, los valores de fatiga altos a veces son afectados por los esfuerzos residuales de tensión en la superficie que son causados por el estiramiento en frío.

Prácticamente es aconsejable que las características mecánicas de los aceros sean determinadas por el constructor y/o proveedor, mediante ensayos de los materiales empleados y/o disponibles para la fabricación de los ejes, con la intención de conocer exactamente los valores límites de resistencia de materiales.

Por tanto para la construcción del eje trasero, el cual girará a velocidades altas y sufrirá grandes esfuerzos y en muchos casos con cambios repentinos en su intensidad, se recomienda un acero de alto grado de rigidez y sobre todo de gran resistencia, que no esté sometido a esfuerzos residuales, como en el caso de los aceros estirados en frío.

El contenido de carbono, casi por sí solo, determina la máxima dureza que puede desarrollarse en el acero. El máximo potencial de dureza según el contenido de carbono puede llegar hasta cerca del 0,7%. Esto significa que se puede aplicar un tratamiento térmico a las partes con forma regular, relativamente pequeñas, hechas con acero simple al carbono para obtener esencialmente la misma dureza y resistencia que se lograría con los aceros de aleación más costosa.

Los elementos de aleación (manganeso, molibdeno, cromo, níquel y otros= elevan la templabilidad del acero. Por lo tanto, el potencial de dureza y resistencia (el cual está controlado por el contenido en carbono) puede obtenerse con tratamientos térmicos menos drásticos usando dichos elementos de aleación.

Por eso se eligió el GOST 30 XRC como material para la construcción del eje trasero, por su gran resistencia debida no solo a su contenido en carbono, sino a sus aleaciones y su tratamiento de templado y revenido, que le confiere esas propiedades tan altas en materia de resistencia a tracción y a la fluencia. Se pueden observar dichas características y su composición química en las siguientes tablas:

Aceros	Denominación GOST	Tratamiento térmico	Composición Química				
			C %	Mn %	Si %	Cr %	Ni %
Al Carbono de Calidad Normal	CT 3	ST	0,14-0,22	-	-	-	-
	CT 4	ST	0,18-0,27	-	-	-	-
	CT 5	ST	0,28-0,37	-	-	-	-
	CT 6	ST	0,38-0,49	-	-	-	-
	CT 7	ST	0,50-0,62	-	-	-	-
	10	N	0,07-0,15	0,35-0,65	0,17-0,37	-	-
	15	N	0,12-0,20	0,35-0,65	0,17-0,37	-	-
Al carbono de Alta Calidad	20	N	0,17-0,24	0,35-0,65	0,17-0,37	-	-
	25	N	0,22-0,30	0,50-0,80	0,17-0,37	-	-
	35	TR	0,32-0,40	0,50-0,80	0,17-0,37	-	-
	45	TR	0,42-0,50	0,50-0,80	0,17-0,37	-	-
	55	TR	0,52-0,60	0,50-0,80	0,17-0,37	-	-
	65	TR	0,62-0,70	0,50-0,80	0,17-0,37	-	-
	15X	TR	0,12-0,18	0,60-0,90	0,17-0,37	0,70-1,00	Max 0,30
	20X	TR	0,17-0,23	0,50-0,80	0,17-0,37	0,70-1,00	Max 0,30
	30X	TR	0,27-0,35	0,50-0,80	0,17-0,37	0,80-1,10	Max 0,30
Aleados al Cromo	35X	TR	0,32-0,40	0,50-0,80	0,17-0,37	0,80-1,10	Max 0,30
	40X	TR	0,37-0,45	0,50-0,80	0,17-0,37	0,80-1,10	Max 0,30
	50XH	TR	0,47-0,55	0,50-0,80	0,17-0,37	0,40-0,75	1,00-1,40
Al Cromo Manganeso-Silicio	20X11C	TR	0,17-0,23	0,80-1,10	0,90-1,20	0,80-1,10	Max 0,30
	30X11C	TR	0,28-0,35	0,80-1,10	0,90-1,20	0,80-1,10	Max 0,30
Al Cromo-Níquel	1X13	TR	Max 0,15	Max 0,60	Max 0,60	12,0-14,0	Max 0,60
	3X13	TR	0,25-0,34	Max 0,60	Max 0,60	12,0-14,0	Max 0,60
Para muelles	50C2	M	0,47-0,55	0,60-0,90	1,50-1,80	Max 0,30	Max 0,30

Nota: ST: Sin tratamiento térmico
N: Normalizado,
TR: Templado y revenido
M: térmicamente mejorado

Tabla 4.7: Composición química de algunos aceros.

Nominación GOST	Rotura a Tracción σ_{RT}		A fluencia σ_F	Límites de fatiga					
				A Tracción y Compresión		A Flexión		A Torsión	
	Min.	Max.		σ_{-1T} intermitente	σ_{-1T} alternativo	σ_{-1F} intermitente	σ_{-1F} alternativo	τ_{-1} intermitente	τ_{-1} alternativo
CT 3	380	470	240	238	132	323	180	214	107
CT 4	420	520	260	255	145	358	194	220	110
CT 5	500	620	280	313	174	425	238	280	140
CT 6	600	720	310	365	205	500	280	332	166
CT 7	700	850	350	430	240	590	328	390	195
10	350	450	210	223	124	304	170	200	100
15	380	500	220	245	135	335	185	220	110
20	410	500	250	254	140	346	191	225	112
25	470	550	300	284	156	388	214	252	126
35	550	650	350	333	185	456	254	300	150
45	650	750	390	390	217	532	298	350	175
55	750	900	450	460	256	630	352	416	208
65	820	1150	480	530	285	710	395	460	230
15X	700	840	500	400	240	508	324	354	192
20X	800	960	600	458	272	580	370	405	220
30X	900	1080	700	515	306	653	415	455	247
35X	950	1140	750	545	324	690	438	480	260
40X	1000	1200	800	570	340	725	460	505	275
20X11C	800	960	600	458	272	580	370	405	220
30X11C	1100	1320	850	630	385	800	508	555	302
50XH	1100	1320	850	630	380	800	508	555	302
1X13	550	660	350	315	188	400	254	280	151
3X13	750	900	550	430	256	545	346	380	206
50C2	1200	1440	1100	685	4080	870	550	608	330

Tabla 4.8: Esfuerzos límites de resistencia en MPa de algunos aceros.

La denominación GOST viene del Organismo Nacional de Normalización Soviético, que es prácticamente el estándar de facto para toda la Comunidad de Estados Independientes.

Como se observa en las tablas 7 y 8, el acero GOST 30XRC utilizado para la construcción del eje, se trata de un acero de alta resistencia con un resistencia a la tracción de 1100 MPa y a la fluencia de 850 MPa. Estos valores de resistencia y su rigidez se deben a su alto contenido en carbono, en torno al 0,28-0,35 y a sus aleaciones, que le permiten un

posterior tratamiento de templado y revenido, para poder alcanzar dichas propiedades. En las siguientes tablas se observan dichas propiedades y la composición química de este acero:

<u>GOST 30XRC</u>	
Densidad (t/m)	7,85
Coeficiente de dilatación térmica (°C*106)	12
Módulo de elasticidad (Mpa)	210000
Mód. De elasticidad transversal (N/m2)	8,1·1011
Coeficiente de poisson	0,3
Resistencia a la tracción	1100 Mpa
Resistencia a la fluencia	850 Mpa

Tabla 4.9: Propiedades físicas del acero GOST 30XRC

<u>GOST 30XRC</u>	
C	0,28-0,35
Mn	0,8-1,1
Si	0,9-1,2
Cr	0,8-1,1
Ni	< 0,3

Tabla 4.10: Composición química del acero GOST 30XRC.

4.3.- Materiales de los elementos de la transmisión secundaria

Al ser estos elementos, piezas que se fabrican en masa, es decir piezas normalizadas no, se explicarán las razones por las que se ha elegido cada material, ya que es algo que cada proveedor ha tenido que hacer anteriormente, tras un estudio de cada pieza y de sus funciones. Se expondrán únicamente los materiales utilizados para cada pieza:

- *Ruedas dentadas (Piñón y corona de la transmisión secundaria)*

Para las ruedas dentadas que serán las directrices del movimiento en el eje trasero, y por tanto del vehículo, el fabricante Joresa, del que se ha decidido proveer para este proyecto, indica que el material utilizado para estas piezas es fundición de acero.

PROPIEDADES DE LAS FUNDICIONES. El empleo de la fundición para la fabricación de piezas para usos muy diversos, ofrece, entre otras las siguientes ventajas:

- Las piezas de fundición son, en general más baratas que las de acero, y su fabricación es también más sencilla por emplearse instalaciones menos costosas y realizarse la fusión a temperaturas relativamente poco elevadas, siendo menores que las correspondientes a los aceros.

- Las fundiciones son, en general, mucho más fáciles de mecanizar que los aceros.
- Se pueden fabricar con relativa facilidad piezas de grandes dimensiones y también piezas pequeñas y complicadas, que se pueden obtener con gran precisión de formas y medidas, siendo además en ellas mucho menos frecuentes la aparición de zonas porosas que en las piezas fabricadas con acero fundido.
- Para numerosos elementos d motores, maquinaria, etc., son suficientes las características mecánicas que poseen las fundiciones. Su resistencia a la compresión es muy elevada (50 a 100 Kg./mm²) y su resistencia a la tracción (12 a 90 Kg./mm²) es también aceptable para muchas aplicaciones. Tienen buena resistencia al desgaste y absorben muy bien (mejor que el acero) las vibraciones de máquinas, motores, etc., a que a veces están sometidas.
- Su fabricación exige menos precauciones que la del acero.
- Como la temperatura de fusión de las [fundiciones](#) es bastante baja, se pueden sobrepasar con bastante facilidad, por lo que en general suele ser bastante fácil conseguir que las fundiciones de estado líquido tengan gran fluidez, y con ello se facilita la fabricación de piezas de poco espesor. En la solidificación presentan mucha menos contracción que los aceros y además su fabricación no exige como en la de los aceros, el empleo de refractarios relativamente especiales.
- En el caso particular de la fundición nodular, posee excelentes características y en muchos casos llegan a ser una gran competencia para el acero.

- *Rodamientos*

Según indica el fabricante NSK, los rodamientos que se utilizarán para el montaje del eje sobre el chasis, suelen contar con un blindaje de acero con sellados de goma instalados en una o ambas caras, y están prelubricados con grasa. Además, a veces suelen contar con anillos elásticos en su diámetro exterior. Para las jaulas, suelen usarse las de acero estampado.

LUBRICACIÓN – La lubricación de los rodamientos, tanto de bolas como de rodillos cónicos que se utilizarán, será por aceite. La lubricación por aceite tiene mejores resultados a altas velocidades que la lubricación por grasa, además de ser más eficiente a la hora de refrigerar el sistema del rodamiento. El tipo de aceite que se utilizará en el proceso de lubricación será el aceite **ISO VG 7**, como se menciona en el apartado de cálculos, debido a que es el que presenta las propiedades de viscosidad necesarias para el tipo de rodamientos utilizados. La finalidad principal de la lubricación es reducir la fricción y el desgaste en el interior de los rodamientos que podrían causar fallos prematuros. Los efectos de lubricación se pueden describir brevemente de la siguiente manera:

1. **Reducción de fricción y desgaste:** Se impide el contacto metálico directo entre lo anillos del rodamiento, los elementos de rodadura y la jaula, componentes esenciales de los rodamientos, por medio de una película de aceite que reduce la fricción y el desgaste en las zonas de contacto.
2. **Ampliación de vida frente a fatiga:** La vida frente a fatiga de los elementos rodantes de los rodamientos depende de la viscosidad y grosor de la película entre las zonas de contacto de los elementos rodantes. Una película de mucho grosor prolonga la

vida frente a la fatiga, pero la reduce si la viscosidad del aceite es demasiado baja y el grosor de la película es insuficiente.

3. **Disipación del Calor por Fricción y Refrigeración:** Puede utilizarse un circuito de lubricación para eliminar el calor de fricción o el calor transmitido desde el exterior, con el fin de evitar recalentamientos del rodamiento y la consiguiente degeneración del aceite.
4. **Otros:** La lubricación adecuada también ayuda a evitar la entrada de materiales extraños en el rodamiento, además de evitar la corrosión o la oxidación.

Lubricación por goteo de aceite: La lubricación por goteo de aceite será la utilizada para lubricar los rodamientos. Este tipo de lubricación se usa ampliamente en pequeños rodamientos que funcionan a velocidades relativamente altas, como es el caso del eje. Tal y como se indica en la imagen 1, el aceite se almacena en un depósito de aceite visible. La frecuencia de goteo se controla por medio de un tornillo en la parte superior. Este depósito irá situado en el soporte de los rodamientos.

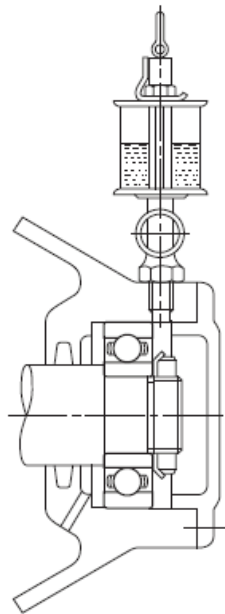


Imagen 4.1: Lubricación por goteo de aceite.

- *Retenes de aceite*

Para retener el aceite del interior de los rodamientos y fijarlos al eje, son necesarios este tipo de retenes. Los retenes de aceite son juntas de estanqueidad para ejes rotativos. Se fabrican en una gran variedad de formas y materiales, según las condiciones de trabajo.

El tipo de reten que se utilizara en este proyecto es el **DIN 3760 de referencia A con $\varnothing_{int}=35\text{mm}$, $\varnothing_{ext}=72\text{mm}$, altura = 10mm fabricado en Viton(FKM).**



Imagen 4.2: Reten de aceite DIN 3760

El Vitón (FKM) tiene una excelente resistencia a altas temperaturas, aceites minerales, combustibles, fluidos hidráulicos sintéticos, oxígeno, ozono, etc. Resiste la mayoría de fluidos y lubricantes que destruyen el nitrilo o la silicona. Adecuado para temperaturas de -15° a 200°C.

- *Tornillos, tuercas y arandelas para la sujeción del soporte de rodamientos*

Se definen como tornillos, los elementos de unión con fileteado helicoidal de perfil apropiado, que se emplean como piezas de unión o para ejercer un esfuerzo de compresión.

Los tornillos de alta resistencia se designarán por las letras TR, seguidas del diámetro de la caña y la longitud del vástago, separados por el signo x; seguirá el tipo de acero.

Las tuercas se designarán con las letras MR, el diámetro nominal y el tipo del acero.

En las arandelas se distinguen tres tipos, según los perfiles a unir:

- Tipo AR: Arandelas planas.
- Tipo ARI: Arandelas inclinadas para emplear sobre alas de perfiles IPN.
- Tipo ARU: Arandelas inclinadas para emplear sobre alas de perfiles UPN.

Las arandelas se designarán por las letras que distinguen su tipo, seguidas del diámetro nominal del tornillo con que se emplean.

Las características del acero utilizado para la fabricación de los tornillos y tuercas definidos en este Artículo se especifican en la Tabla 12.

Para arandelas se utilizará un acero templado en agua o en aceite y revenido. La resistencia a la tracción después del tratamiento no será inferior a cien kilogramos fuerza por milímetro cuadrado (100 kgf/mm²), el límite elástico convencional a ochenta kilogramos fuerza por milímetro cuadrado (80 kgf/mm²), y el alargamiento al seis por ciento (6 %). La dureza Brinell, como valor indicativo, estará comprendida entre doscientos setenta y trescientos cincuenta (270 a 350 HB).

Estas características se determinarán de acuerdo con las Normas UNE 7017, UNE 7262, UNE 7282 y UNE 7290.

El Pliego de Prescripciones Técnicas Particulares fijará las características y dimensiones de los tornillos, que, en general, deberán estar comprendidos dentro de los que se relacionan en la Tabla 13, con las tolerancias que se fijan en la Tabla 14. Las longitudes de apretadura serán las que se especifican en la Tabla 15.

Las características y dimensiones de las tuercas deberán estar comprendidas dentro de las que se relacionan en la Tabla 16, con las tolerancias indicadas en la Tabla 17.

Las características y dimensiones de las arandelas deberán estar comprendidas dentro de las que se relacionan en las tablas 18, 19 y 20, con las tolerancias que se indican en las Tablas 21 y 22.

Aceros para	Designación	Rr 0,2 mín.		R		A % mín.	Resiliencia		Composición química (2)			
		kgf/mm ²	N/mm ²	kgf/mm ²	N/mm ²		kgf/cm ²	J	Dureza HB (1)	C %	P % máx.	S % máx.
Tuercas	A 80 †	64	615	80/100	780/980	12	7	137	235/295	0,30/0,50	0,045	0,045
Tornillos	A 100 †	80	920	100/120	980/1080	8	8	98	295/350	0,50 máx.	0,035	0,035

Tabla 4.11: Materiales de tuercas y tornillos de alta resistencia.

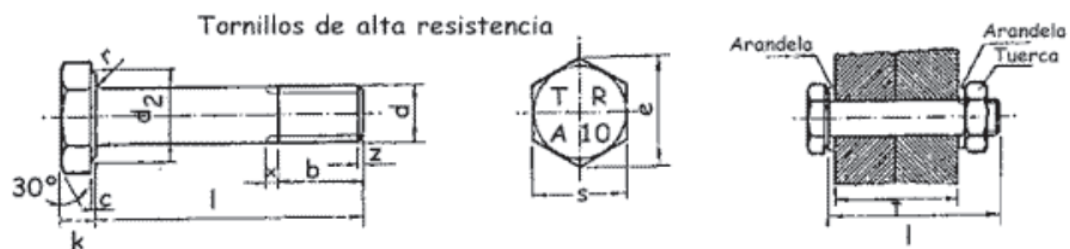


Imagen 4.3: Tornillo, tuerca y arandela de alta resistencia

Tornillo	Diámetro de la caña d mm	Vástago					Cabeza					Diámetro del agujero a mm
		Longitud rosca b en función de la longitud total				Longitud de la salida x mm						
		l mm	b mm	l mm	b mm		Espe s or k mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm	Diámetro exterior de la base de la cabeza d mm	Radio del acuerdo r mm	
TR 12	12	< 40	21	> 45	23	2,5	8	22	25,4	20	1,6	14
TR 16	16	< 70	26	> 75	28	3	10	27	31,2	25	1,6	18
TR 20	20	< 85	31	> 90	33	4	13	32	36,9	30	2	22
TR 22	22	< 85	32	> 90	34	4	14	36	41,6	34	2	24
TR 24	24	< 85	34	> 90	37	4,5	15	41	47,3	39	2	26
TR 27	27	< 95	37	> 100	39	4,5	17	46	53,1	43,5	2,5	29

Tabla 4.12: Dimensiones tornillos de alta resistencia

Tornillo	TOLERANCIAS						Longitud del tornillo l mm	Tolerancia en la longitud mm
	Diámetro de la caña mm	Espesor de la cabeza mm	Medida entre caras mm	Radio del acuerdo mm	Longitud de la rosca mm	Centrado de la cabeza con el vástago mm		
TR 12	- 0,70	± 0,45	- 0,52	- 0,40	+ 2,6	0,70	30 a 50 55 a 80	± 1,2 ± 1,5
TR 16	- 0,70	± 0,45	- 0,52	- 0,40	+ 3,0	0,70		
TR 20	- 0,84	± 0,60	- 1,00	- 0,50	+ 3,7	0,84		
TR 22	- 0,84	± 0,60	- 1,00	- 0,50	+ 3,7	0,84	65 a 120 125 a 160	± 1,7 ± 2,0
TR 24	- 0,84	± 0,60	- 1,00	- 0,50	+ 4,5	0,84		
TR 27	- 0,84	± 0,60	- 1,00	- 0,50	+ 4,5	0,84		

Tabla 4.13: Tolerancias tornillos de alta resistencia

Longitud del vástago l mm	LÍMITES DE LA LONGITUD DE APRETADURA ± EN mm, DE LONGITUD					
	TR 12	TR 16	TR 20	TR 22	TR 24	TR 27
30	6-10					
35	11-14					
40	15-19	10-14				
45	20-24	15-19				
50	25-29	20-23	15-19			
55	30-34	24-28	20-24	19-23		
60	35-38	29-33	25-29	24-28	22-26	
65	39-43	34-38	30-34	29-33	27-31	
70	44-48	39-43	35-39	34-37	32-36	27-31
75		44-48	40-44	38-42	37-41	32-36
80		49-52	45-49	43-47	42-46	37-41
85		53-57	50-53	48-52	47-50	42-46
90		58-62	54-58	53-57	51-55	47-51
95		63-67	59-63	58-62	56-60	52-56
100		68-72	64-68	63-67	61-65	57-61
105		73-77	69-73	68-72	66-70	62-66
110			74-78	73-77	71-75	67-71
115			79-83	78-82	76-80	72-76
120			84-88	83-86	81-85	77-80
125			89-92	87-91	86-89	81-85
130			93-97	92-96	90-94	86-90
135					95-99	91-95
140					100-104	96-100
145					105-109	101-105
150					110-114	106-110
155						111-115
160						116-120

Tabla 4.14: Longitud de apretadura para tornillos de alta resistencia

Tuerca	DIMENSIONES				
	Diámetro nominal d mm	Diámetro de la cara de apoyo da mm	Espesor m mm	Medida entre aristas e mm	Medida entre caras s mm
MR 12	12	20	10	25,4	22
MR 16	16	25	13	31,2	27
MR 20	20	30	16	36,9	32
MR 22	22	34	18	41,8	36
MR 24	24	39	19	47,3	41
MR 27	27	43,5	22	53,1	46

Tabla 4.15: Dimensiones tuercas de alta resistencia

Tuerca	TOLERANCIAS	
	Espesor mm	Medidas entre caras mm
MR 12	- 0,53	- 0,52
MR 16	- 0,70	- 0,52
MR 20	- 0,70	- 1,00
MR 22	- 0,70	- 1,00
MR 24	- 0,84	- 1,00
MR 27	- 0,84	- 1,00

Tabla 4.16: Tolerancias de tuercas de alta resistencia

Arandela	DIMENSIONES				
	Diámetro interior d ₁ mm	Diámetro exterior d ₂ mm	Espesor s mm	Profundidad del bisel interior c mm	Profundidad del bisel exterior f mm
AR 12	13	24	3	1,6	0,5
AR 16	17	30	4	1,6	1,0
AR 20	21	36	4	1,6	1,0
AR 22	23	40	4	2,0	1,0
AR 24	25	44	4	2,0	1,0
AR 27	28	50	5	2,5	1,0

Tabla 4.17: Dimensiones de arandelas AR

Arandela	Diámetro del agujero d ₁ mm	Lado a mm	Testa b mm	Espesor			Radio r mm	Profundidad del bisel c mm	Profundidad de la ranura t mm
				e ₁ mm	e mm	e ₂ mm			
ARI 12	13	30	26	6,2	4	2,0	1,6	1,5	0,7
ARI 16	17	36	32	7,5	5	2,5	2,0	1,5	0,8
ARI 20	21	44	40	9,2	6	3,0	2,4	1,5	0,9
ARI 22	23	50	44	10,0	6,5	3,0	2,4	2,0	1,0
ARI 24	25	56	56	10,8	7	3,0	2,4	2,0	1,0
ARI 27	28	56	56	10,8	7	3,0	2,4	2,5	1,0

Tabla 4.18: Dimensiones arandelas ARI

Arandela	Diámetro del agujero d_1 mm	Lado a mm	Testa b mm	Espesor			Radio r mm	Profundidad del bisel c mm	Profundidad de la ranura t mm
				e_1 mm	e mm	e_2 mm			
ARU 12	13	30	26	4,9	4,0	2,5	2,0	1,5	0,7
ARU 16	17	36	32	5,9	4,5	3,0	2,4	1,5	0,8
ARU 20	21	44	40	7,0	5,0	3,5	2,8	1,5	0,9
ARU 22	23	50	44	8,0	6,0	4,0	3,2	2,0	1,0
ARU 24	25	56	56	8,5	6,0	4,0	3,2	2,0	1,0
ARU 27	28	56	56	8,5	6,0	4,0	3,2	2,5	1,0

Tabla 4.19: Dimensiones arandelas ARU

Arandela	TOLERANCIAS			
	Diámetro interior mm	Diámetro exterior mm	Espesor mm	Profundidad del bisel interior mm
AR 12	+ 0,5	- 0,8	$\pm 0,3$	+ 0,3
AR 16	+ 0,5	- 0,8	$\pm 0,3$	+ 0,3
AR 20	+ 0,6	- 1,2	$\pm 0,3$	+ 0,3
AR 22	+ 0,6	- 1,2	$\pm 0,3$	+ 0,5
AR 24	+ 0,6	- 1,2	$\pm 0,3$	+ 0,5
AR 27	+ 0,6	- 1,2	$\pm 0,6$	+ 0,5

Tabla 4.20: Tolerancias arandelas AR

Arandelas ARI y ARU	TOLERANCIAS				
	Diámetro del agujero mm	Lado mm	Testa mm	Espesor (e_2) mm	Profundidad del bisel mm
12	+ 0,5	$\pm 0,65$	$\pm 2,0$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$
16	+ 0,5	$\pm 0,80$	$\pm 2,5$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$
20	+ 0,6	$\pm 0,80$	$\pm 2,5$	$\pm 0,3$	$\pm 0,3$
22	+ 0,6	$\pm 0,80$	$\pm 2,5$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$
24	+ 0,6	$\pm 0,95$	$\pm 3,0$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$
27	+ 0,6	$\pm 0,95$	$\pm 3,0$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

Tabla 4.21: Tolerancias arandelas ARI y ARU

Los tornillos, tuercas y arandelas que se utilizarán en este proyecto, tendrán las dimensiones y tolerancias que se acaban de especificar y serán las siguientes:

Tornillos: **TR 12x90 A 100 t**

Tuercas: **MR 12 A 80 t**

Arandelas: **AR12 A 80t**

5.- Proceso de fabricación

En este apartado se detallarán los distintos procesos de fabricación seguidos para la fabricación de cada elemento diseñado

5.1.- Procesos para la fabricación del chasis

En los apartados que a continuación serán desarrollados se va a ir especificando el método o proceso de fabricación que se utilizaría en el caso de llevar algún día este proyecto a la práctica, es decir, construir el kart. El proceso se podría dividir en cuatro grandes bloques que más adelante se irán desmembrando: Primeramente, se ha de realizar el cortado de tubos y/o chapas (en el caso que se incluyesen las mismas en el proyecto) luego se realizaría el curvado de los tubos para su posterior unión mediante soldadura y por último se le daría un tratamiento superficial a toda la estructura para protegerlo contra el paso del tiempo.

Todos los costes y gastos dedicados para el proceso de fabricación del chasis van a formar una partida muy importante de dinero en el coste final del vehículo, debido a ello habrá que estudiarlos y planificarlos exhaustivamente para tratar de reducir estos al mínimo.

Una de las formas que se puede realizar para abaratar los costes y gastos sería diseñar la mayor parte del chasis tubular con tubos de igual diámetro y espesor para así comprar tubos de dimensiones muy largas, los cuales se irán cortando a la medida exacta para hacer los acoples, de manera que el número de uniones soldadas se reduzcan lo más posible. Como se ha visto en a lo largo del cálculo del chasis esto no se cumple, pero únicamente se utilizarán 3 tipos de tubos, por lo que se podrían comprar tubos tanto de acero como de aluminio de longitud elevada, entre 5 y 10 metros, para no tener problemas a la hora de transportarlos.

Todo proceso de fabricación debe de estar planificado de tal forma que el material que entre en el taller se encuentre predestinado en la fabricación del chasis mediante un avance y desarrollo de forma unidireccional siguiendo los pasos que a continuación se exponen:

1. Marcado de los tubos
2. Corte y/o serrado de los tubos
3. Curvado de los tubos
4. Preparación de los bordes de los tubos para soldar
5. Soldadura de los tubos
6. Tratamiento superficial de la estructura

Antes de comenzar con la explicación de estos procesos se va a exponer el tipo de material que se utilizaría en la construcción del chasis: el acero y el aluminio.

El chasis de este proyecto ha sido diseñado completamente en acero y aluminio debido al barato coste del acero y a su resistencia para la estructura principal del bastidor y a la ligereza del aluminio para la estructura antivuelco. Los perfiles de acero pueden estar conformados en caliente, que pueden presentar curvaturas o no, o conformados en frío que siempre van soldados.

Acero conformado en caliente

Éste presenta un tamaño de grano grande por lo que después de ser conformado ha de ser sometido a otro tratamiento para mejorar sus propiedades mecánicas ya que éstas mejoran con el tamaño de grano fino. Actualmente la implantación de nuevos aceros microaleados ha permitido eliminar los costosos tratamientos finales que eran necesarios para conseguir las propiedades mecánicas necesarias.

Acero conformado en frío

Esta técnica elimina los procesos finales obteniendo una ventaja competitiva en el mercado ya que el coste es menor. En algunos casos se puede obtener directamente la pieza final dentro de tolerancias cosa que en el caliente es realmente difícil. Con este método se consiguen buenas propiedades mecánicas sin necesidad de tratamientos térmicos posteriores.

Los tubos utilizados en este proyecto son de sección circular y como se observó en los resultados obtenidos en los análisis, las tensiones máximas no son demasiado altas en el funcionamiento normal del chasis con lo que las propiedades del acero elegido no habría que someterlas a ningún tipo de pos tratamiento.

5.1.1.- Soldabilidad de los materiales

En este apartado se hará un breve apunte sobre las características que presentan los materiales utilizados para la construcción del chasis a la hora de soldarlos, los tratamientos que necesitará cada uno y su preparación para una soldadura óptima.

Soldabilidad del acero

El parámetro fundamental de los aceros desde el punto de vista de la soldabilidad es el valor de carbono equivalente (CEV), que se establece para cada tipo de acero según los componentes del mismo.

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{(Cr + Mo + V)}{5} + \frac{(Ni + Cu)}{15}$$

Cada valor químico introducido en la formula ha de ser sustituido en %. Este parámetro mide en parte la susceptibilidad de fractura en frío de la zona afectada térmicamente.

Para espesores menores de 16 mm. (Que es donde este proyecto se encuentra) se considera que si el CEV es menor que 0,4 no aparecen grietas. Si está entre 0,4 y 0,45 dependerá del proceso de soldadura utilizado y si es superior a 0,45 se necesitara un precalentamiento.

La finalidad del precalentamiento es favorecer las transformaciones metalúrgicas a estructuras más blandas, reduciendo de este modo la fragilidad del material. Las consecuencias favorables del precalentamiento son:

- Reduce las tensiones de la zona afectada térmicamente

- Facilita la difusión del hidrógeno
- Disminuye el riesgo de formación de poros

La soldabilidad del material mejora con el bajo contenido de carbono del acero, así como con la microestructura de grano fino que reduce la posibilidad de fractura frágil del material. Se denominan aceros de grano fino a los aceros con un índice equivalente de tamaño de grano ferrítico igual o menor que 6, determinado según la Euronorma 103:1971.

Soldabilidad del aluminio

Para el caso de los tubos de sección circular de aluminio para asegurar una alta calidad al soldar aleaciones de aluminio por el procedimiento MIG y TIG, se deben preparar las barras adecuadamente. La mayor conductividad térmica y el menor punto de fusión de las aleaciones de aluminio pueden fácilmente producir perforaciones a menos que los soldadores sigan los procedimientos prescritos.

También la alimentación del alambre durante el soldeo MIG (GMAW) presenta un reto debido a que el alambre es más blando que el acero, tiene una resistencia más baja y tiende a enredarse en los rodillos de arrastre.

Para superar estos retos, los operarios necesitan seguir los métodos prácticos y las guías aquí indicadas.

Soldadura MIG :

Preparación del metal base: Para soldar el aluminio, los operarios deben limpiar cuidadosamente el material base y eliminar cualquier óxido de aluminio y contaminación por hidrocarburos procedentes de lubricantes o disolventes de corte.

El óxido de aluminio en la superficie del material funde a 2038°C mientras que el aluminio, metal base de debajo, funde a 649°C. Por ello, cualquier óxido que quede en la superficie del metal base inhibirá la penetración del metal de aporte en la pieza.

Para eliminar los óxidos de aluminio, utilizar un cepillo de alambre de acero inoxidable o disolventes y soluciones decapantes. Si se usa un cepillo de acero inoxidable, cepillar solo en una dirección. Tener cuidado de no cepillar demasiado enérgicamente, ya que pueden incrustarse los óxidos en la pieza. Usar solo el cepillo para piezas de aluminio; no limpiar aluminio con un cepillo que haya sido utilizado para acero inoxidable o acero al carbono. Cuando se usen soluciones químicas decapantes, asegurarse de que han sido eliminadas de la pieza antes de soldar.

Para minimizar el riesgo de que los hidrocarburos de aceites o soluciones de corte entren en la soldadura, eliminarlos con un desengrasante. Verificar que el desengrasante no contenga hidrocarburos.

Pre calentamiento: El pre calentamiento de la pieza de aluminio puede ayudar para evitar la fisuración de la soldadura. La temperatura de pre calentamiento no debe exceder de 110°C. Usar un indicador de temperatura para prevenir sobrecalentamiento.

Además, colocar puntos de soldadura al principio y al final de la zona a soldar ayudará la eficacia del precalentamiento. También debe precalentarse una pieza de aluminio grueso cuando se suelda a una pieza delgada. En el caso de problemas de fusión insuficiente en el inicio, la solución puede ser la adición de chapas de inicio y fin de soldadura.

La técnica del empuje : Con aluminio, utilizar una técnica de empuje en lugar de arrastre, alejando la pistola fuera de baño, se conseguirá menor contaminación en la soldadura, y mejor acción limpiadora y cobertura de gas de protección.

Velocidad de avance: La soldadura del aluminio necesita ser realizada “caliente y rápida”. A diferencia del acero, la alta conductividad térmica del aluminio determina el uso de ajustes de amperajes, tensiones y velocidades de avance más altos. Si la velocidad de avance es demasiado baja, el soldador corre el riesgo de perforar la chapa, en especial, si es chapa delgada.

Gas de protección: El Argón, debido a su buena acción limpiadora y perfil de la penetración, es el gas de protección más comúnmente usado para la soldadura del aluminio. En la soldadura de las aleaciones de aluminio de la serie 5XXX un gas de protección mezcla de argón con helio, con un máximo del 75% de helio, minimizará la formación de óxido de magnesio.

Alambre de soldadura: Seleccionar un alambre de aluminio que tenga una temperatura de fusión similar a la del material base. Cuanto más pueda el operario acercarse al rango de fusión del metal, más fácil será soldar la aleación. Emplear alambres de 1,2 o 1,6 mm de diámetro. Cuanto mayor sea el diámetro del alambre, más fácil es la alimentación. Para soldar material delgado, un alambre de 0,9 mm de diámetro combinado con un procedimiento de soldadura pulsado con una baja velocidad de alimentación, de 250 a 760 cm/min. (100 a 300 in/min.), dará buenos resultados.

Soldaduras de forma convexa: En la soldadura del aluminio, la fisuración del cráter causa la mayoría de defectos. La fisuración proviene del alto valor de la dilatación térmica del aluminio y de las considerables contracciones que ocurren cuando se enfrían las soldaduras. El riesgo de fisuración es más grande con cráteres cóncavos, dado que la superficie del cráter se contrae y rompe cuando se enfría. Por ello, debe rellenarse el cráter de manera que quede convexo (formando un montículo). Al enfriarse la soldadura, la forma convexa del cráter compensará las fuerzas de contracción.

Selección del equipo: Cuando se selecciona una fuente de corriente para la soldadura MIG del aluminio, hay que considerar en primer lugar el método de transferencia: arco spray o arco pulsado.

Para el soldeo con arco spray puede utilizarse equipos de corriente constante (cc) y de tensión constante (cv). El arco spray toma un chorro minúsculo de metal fundido y lo pulveriza a través del arco desde el alambre hasta el metal base. Para aluminio grueso que requiere corrientes de soldeo superiores a 350 A, los equipos de corriente constante, cc, producen resultados óptimos.

La transferencia por arco pulsado se lleva a cabo, generalmente, con un equipo de tecnología inverter. Los equipos más recientes llevan instalados procedimientos de arco

pulsado basados en el tipo y diámetro de alambre. En el MIG pulsado, una gota de metal de aporte se transfiere desde el alambre a la pieza en cada pulso de corriente. Este proceso proporciona menos salpicaduras y velocidades de avance más rápidas que las del soldeo por arco spray. También se tiene mejor control del aporte térmico (heat input), mayor facilidad de soldeo en posición y permite al operario soldar material delgado a bajas velocidades de alimentación y corrientes.

Devanador: El método preferido para la alimentación del alambre de aluminio, a largas distancias es el método push-pull (empujar y arrastrar) que emplea un devanador cerrado para proteger el alambre del ambiente. Un motor de velocidad variable y par constante en el devanador ayuda a empujar y guiar el alambre a través de la pistola a una fuerza y velocidad constantes. Un motor de alto par en la pistola arrastra el alambre y mantiene constantes la velocidad de alimentación y longitud de arco.

En algunos talleres, los soldadores utilizan los mismos devanadores para alambre de acero y de aluminio. En este caso, el uso de espirales de plástico o Teflon ayudará a asegurar una alimentación suave y constante. Para los tubos guía, usar tubos de salida tipo cincel y tubos de entrada de plástico para mantener el alambre lo más cerca posible de los rodillos de arrastre y prevenir enredos del alambre.

Durante el soldeo, mantener la manguera de la pistola lo más recta posible para minimizar la resistencia a la alimentación. Verificar la correcta alineación entre los rodillos de arrastre y los tubos guía para prevenir el raspado del aluminio.

Utilizar rodillos de arrastre diseñados para aluminio. Ajuste la tensión del rodillo de arrastre para suministrar una tasa de alimentación constante. Tensión excesiva deformará el alambre y causará rugosidad y alimentación errática; tensión demasiado pequeña dará alimentación irregular. Ambas condiciones pueden conducir a un arco inestable y porosidad en la soldadura.

Pistolas de soldadura: Para el soldeo del aluminio utilizar una espiral independiente para la pistola. Para evitar calentamiento del alambre, intentar restringir ambos finales de la camisa para eliminar separaciones entre la camisa y el difusor de gas de la pistola.

Cambiar las camisas a menudo para minimizar el potencial abrasivo del óxido de aluminio que causa problemas de alimentación.

Utilizar boquillas de contacto 0,4 mm. más grandes que el diámetro del alambre que se utilice, ya que las boquillas calientes se dilatan en forma oval y probablemente limitarían la alimentación del alambre. Generalmente, cuando una corriente de soldadura supera los 200 A, se debe utilizar una pistola refrigerada por agua para minimizar el aumento de temperatura y reducir las dificultades de la alimentación.

5.1.2.- Marcado de los tubos

En este apartado es de vital importancia seguir exhaustivamente las medidas establecidas anteriormente en el plano y también tener muy en cuenta el grosor de la sierra que se utilizara para el serrado (calculando el espacio desprendido por la sierra en el corte),

para que una vez se haya realizado el corte del tubo, éste tenga las mismas dimensiones de los planos.

El aparato utilizado para la medición fue el “fluxómetro” o más conocido cinta métrica. Esta construido por una delgada cinta metálica flexible, dividida en unidades de medición y que se enrolla dentro de una carcasa metálica o de plástico. En el exterior dispone de un sistema de frenado para impedir el enrollado automático de la cinta, y así mantener alguna medida precisa de esta forma.

La cinta metálica esta subdividida en centímetros y milímetros, y enfrente se encuentra otra escala en pulgadas. Su flexibilidad y el poco espacio que ocupan lo hacen más interesante que otros sistemas de medición, como las reglas o varas de medición. Debido a ello, es un instrumento de gran utilidad.



Imagen 5.1: Cinta métrica

Por último el marcado de la medida se realizó con un simple rayador

5.1.3- Corte o serrado de los tubos

El aserrado es una operación de desbaste que se realiza con la hoja de sierra por arranque de viruta y cuyo objetivo es cortar el material, parcial o totalmente. Esta operación, llevada racionalmente, resulta productiva, ya que el trabajo se efectúa con notable rapidez, evitando a veces el trabajo laborioso de otras herramientas y además con poca pérdida de material.

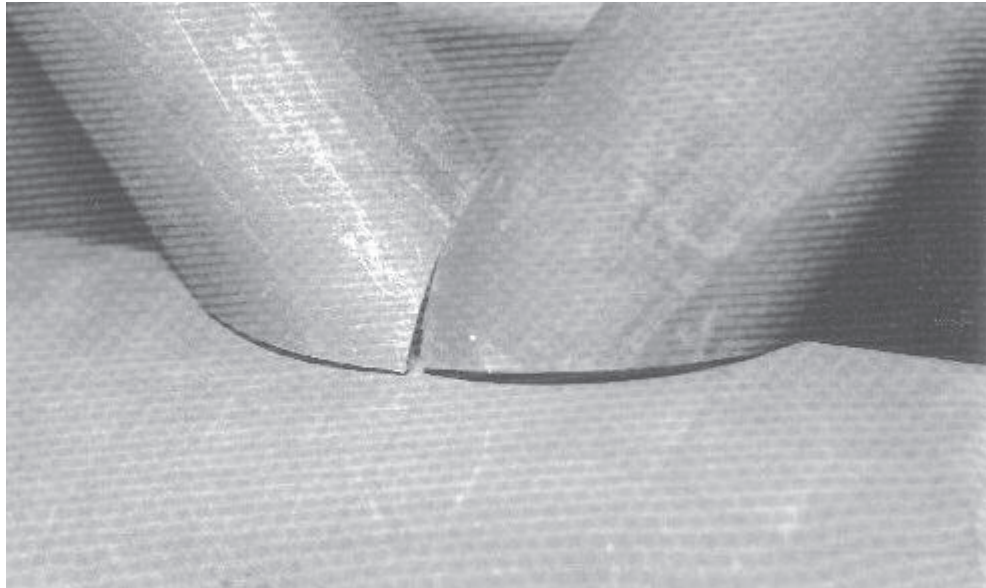


Imagen 5.2: Nudo fabricado por aserrado de corte plano antes de soldar.

En la práctica industrial se emplean sierras alternativas, circulares, y de cinta para el corte de barras y piezas en desbaste, y el aserrado a mano, solo en aquellos trabajos en que los anteriores no pueden aplicarse por razones técnicas o económicas.

La herramienta completa recibe el nombre de sierra y consta de: hoja de sierra (que es el elemento activo cortante) y arco o armadura (que sirve para sujetar y permitir el manejo de la hoja de sierra).

- Hoja de sierra: es una cinta o lámina flexible de acero provista de unos dientes tallados que actúan como herramientas cortantes, según se aprecia en la figura.

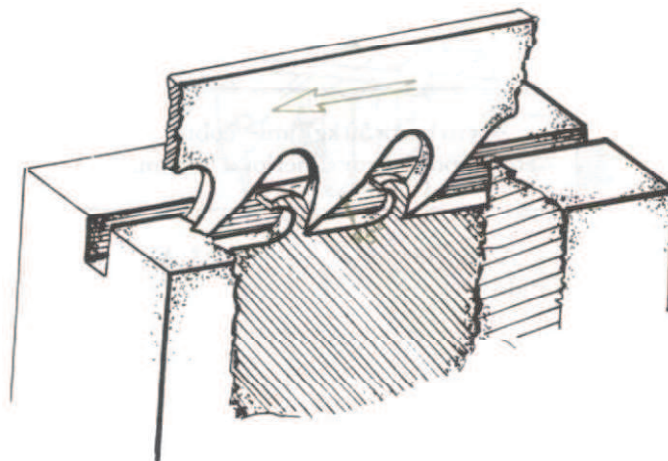


Imagen 5.3: Hoja de sierra.

Las partes de las que consta son:

- A: Agujeros para fijar la hoja al arco
- C: Canto no tallado
- D: Dientes
- L: Longitud comercial
- h: Anchura de la hoja
- e: Espesor de la hoja

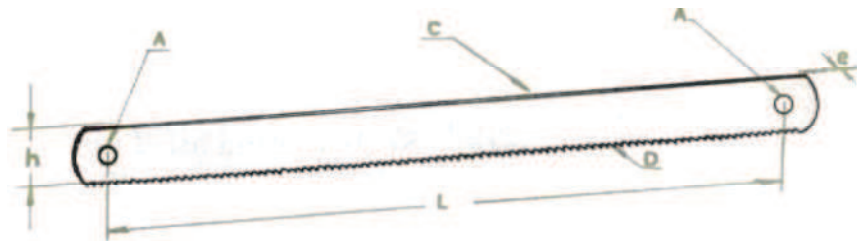


Imagen 5.4: Medidas de la hoja de la sierra.

El material que se emplea puede ser acero al carbono para herramientas F-5170 y también puede usarse diferentes tipos de aceros aleados tales como el F-5320 (acero al wolframio) o el F-5330 (acero al cromo).

- ✦ Arco de sierra: el arco, que es el soporte donde va montada la hoja de sierra, es de acero de construcción y permite que la herramienta sea manejada cómodamente por el operario.

Las armaduras de sierra pueden ser fijas y extensibles. En general, constan: arco (a), mango (b), tuerca palomilla (e) y enganches de hoja (d), de los cuales uno es fijo.

El mango se fabrica bien en forma de culata de pistola o bien de sección circular, como los empleados en las limas. El arco de sierra debe reunir las siguientes condiciones: solidez, sujetar fuertemente a la hoja de sierra y mantener a ésta en su plano de corte.

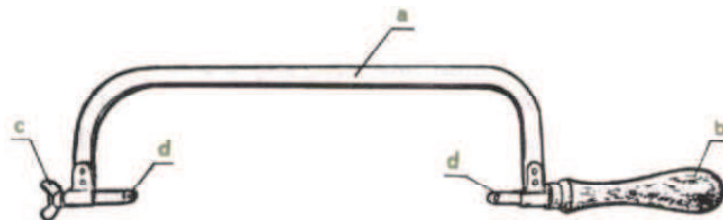


Imagen 5.5: Arco de sierra.

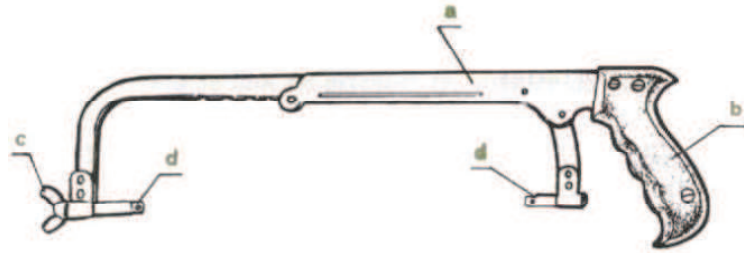


Imagen 5.6: Arco de sierra extensible.

Operaciones previas al aserrado:

- ✦ Escoger la herramienta con las características propias del trabajo a realizar.
- ✦ Montar la hoja de sierra en la armadura
- ✦ Fijar la pieza en el útil de sujeción vigilando la situación de la línea de trazado si la hay

Práctica de operaciones:

- ✦ Para iniciar el corte conviene hacer una pequeña muesca con lima triangular o con la misma sierra en la esquina opuesta a la del operario
- ✦ Empezar el corte con un ángulo de ataque de 20° a 30°
- ✦ Como las piezas serán de espesor pequeño, se inclinará la herramienta un cierto ángulo, con objeto de hacer trabajar al mismo tiempo al mayor número de dientes
- ✦ Como se cortarán piezas duras será aconsejable que la rapidez del movimiento alternativo sea de unos 30 golpes de sierra por minuto
- ✦ Al ser tubos, será conveniente ir girando el tubo a medida que la sierra llega hasta la pared interior
- ✦ Los perfiles se empiezan a serrar por la parte que presenten mayor espesor

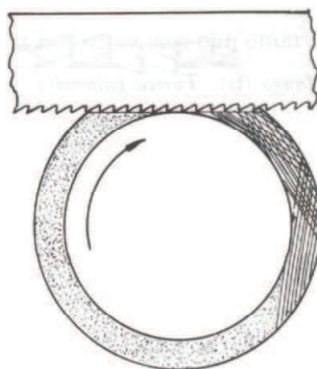


Imagen 5.7: Aserrado de tubos.

5.1.4.- Curvado de los tubos

Para dar forma al chasis es vital e importante el correcto curvado de los tubos, el cual si no se realiza un buen trabajo simplemente no va a dar la forma ni la medida correcta que debe tener el tubo.

El curvado de las barras en frío se puede realizar de varias maneras. Durante esta operación pueden llegar a aparecer pliegues en la zona interior y disminución del espesor de la zona alargada y para evitarlo prevalecen los siguientes condicionantes:

- Alta resistencia a la rotura
- Límite elástico bajo
- Alargamiento considerable a la rotura a tracción

El método que será utilizado es el de maquina curvadora de perfiles mediante tres rodillos, debido a que la máquina que se muestra a continuación permite doblar tubos de entre 10 – 60 mm (en el caso del proyecto lo máximo es de 40 mm) , permite un control de radio de curvatura teórica y elevación del paso por espiral y también permite, para comodidad del operario , trabajar tanto en posición vertical como horizontal.



Imagen 5.8: Maquina curvadora de perfiles tubulares.

5.1.5.- Soldadura

El proceso que será usado para la fabricación de la estructura será el GMAW/MIG. También podría ser utilizable el proceso TIG, aunque se optó por el MIG debido a las especificaciones que a continuación se exponen.

El proceso de soldeo MIG se trata de una mejora del proceso de soldadura TIG de electrodo de tungsteno no consumible, el cual se sustituyó por el hilo consumible empleado en el sistema MIG. El arco que salta entre el extremo del hilo y la pieza a soldar puede ser

protegido por un gas inerte (argón, helio...) recibiendo el nombre de MIG significando sus siglas metal inerte gas o por el contrario ser protegido por un gas activo (CO₂) llamándolo MAG cuyo significado es metal activo gas.

El procesos MIG opera en DC (corriente directa) usualmente con el alambre como electrodo positivo. Esto es conocido como polaridad negativa (reverse polarity). La polaridad positiva (straight polarity) es raramente usada por su poca transferencia de metal de aporte desde el alambre hacia la pieza de trabajo. Las corrientes de soldadura varían desde unos 50 Amperios hasta los 600 en muchos casos en voltajes de 15V hasta 32V, un arco auto-estabilizado es obtenido con el uso de un sistema de fuente de poder de potencial constante (voltaje constante) y una alimentación constante del alambre .

Este proceso es aplicable a todos los metales comercialmente importantes como el acero, aluminio, acero inoxidable, cobre y muchos otros. Materiales por encima de 0.076mm de espesor pueden ser soldados en cualquier posición, incluyendo el piso, vertical y sobre cabeza.

Es muy básico escoger el equipo, el alambre, o el electrodo, el gas de la aplicación y las condiciones óptimas para producir soldaduras de gran calidad a muy bajo costo.

El proceso básico MIG incluye tres técnicas muy distintas: transferencia por corto circuito, transferencia globular y la transferencia de arco rociado (spray arc).

En la *transferencia por corto circuito* también conocido como arco corto la transferencia del metal ocurre cuando un corto circuito eléctrico es establecido, esto ocurre cuando el metal en la punta del alambre hace contacto con la soldadura fundida.

En la *transferencia por rociado* diminutas gotas de metal fundido llamadas “Moltens” son arrancadas de la punta del alambre y proyectadas por la fuerza electromagnética hacia la soldadura fundida.

Y por último en la transferencia globular el proceso ocurre cuando las gotas del metal fundido son lo suficientemente grandes para caer por la influencia de la fuerza de gravedad.

Los factores que determinan la manera en que los metales son transferidos son la corriente de soldadura, el diámetro del alambre, la distancia del arco (voltaje), las características de la fuente de poder y el gas utilizado en el proceso.

Lo que determina la ejecución correcta de este proceso es:

- La fluidez de la soldadura fundida
- La forma del cordón de la soldadura y sus bordes
- La chispa o salpicaduras que genera

Un buen procedimiento de soldadura está caracterizado por la poca presencia de porosidad, buena fusión y una terminación libre de grietas o resquebrajamientos.

Por último se expone la influencia del gas y el arco de la soldadura, el uso de CO₂ causa más turbulencias en la transferencia del metal del alambre al metal base con la tendencia a crear cordones de soldadura más abultados y un alto incremento de las salpicaduras.

Las mezclas de gases con base de Argon (Ar) proveen transferencias de metales más estables y uniformes, buena forma del cordón de soldadura y las salpicaduras son reducidas al mínimo, además de un rango más bajo en la generación de humo.

El incremento en el voltaje del arco tiende a incrementar la fluidez, haciendo las soldaduras más rasas, afectando la penetración de los bordes y generando más salpicaduras. Los voltajes más altos reducen considerablemente la penetración y podrían causar la pérdida de elementos que forman parte de la aleación.

La máquina que será utilizada para el proceso de soldadura será tipo a la de la siguiente imagen.



Imagen 5.9: Máquina para soldadura MIG 630.

Se trata de una MIG 630 y algunas de sus características son que pueden trabajar con alambre de 0.9mm a 2.4mm, que tiene una regulación de 48 puntos y que tiene una alimentación trifásica de 3 x 380 V, entre otras. Sus datos técnicos se pueden observar en la siguiente tabla:

Dimensiones Largo x Ancho x Alto	1041x483x863 mm	Velocidad de alimentación de alambre	1.3-17.8 m/min
Alimentación	200/230/460, CV, trifásica V	Salida nominal corriente/voltaje/ciclo servicio	300A/32VDC/60%
Voltaje máx. de Circuito abierto	N/A V	Rango amps de soldar	25-400 Amps

Tabla 5.10: Datos técnicos de soldadora MIG 630.

Para este proyecto se utilizaría de forma manual ya que el tipo de trabajo que hay que realizar no se puede automatizar.

El equipo MIG consta de:

- La fuente de potencia eléctrica que se encarga de suministrar la suficiente energía para poder fundir el electrodo en la pieza de trabajo. Son de tipo DC (corriente directa) con característica de salida de Voltaje Constante (CV).
- El Alimentador de alambre es el mecanismo que permite que el alambre llegue continuamente a través de la pistola hasta la zona donde se produce el arco de soldadura con la ayuda de un motor y unas ruedas impulsoras llamadas rodillos de alimentación. Los alimentadores pueden ser de Velocidad Constante o Sensores de Voltaje de Arco (Velocidad Variable).
- La pistola de soldadura, que se encarga de dirigir el electrodo de alambre, el gas protector y la corriente hacia la zona de soldadura. Pueden tener refrigeración natural (por aire) o refrigeración forzada (mediante agua). Algunas pistolas llevan incorporado un sistema de tracción constituido por unos pequeños rodillos que tiran del alambre, ayudando al sistema de alimentación. Otras, no disponen de este mecanismo de tracción, limitándose a recibir el alambre que viene empujado desde la unidad de alimentación. Las pistolas con sistema de tracción incorporado son adecuadas cuando se trabaja con alambres de pequeño diámetro o con materiales blandos como el aluminio y el magnesio.
- El cilindro de gas con regulador, contiene el gas a alta presión y está provisto de un regulador que permite medir el flujo gaseoso. Es útil para la adecuada protección del charco de soldadura.

5.1.6.- Posicionamiento y secuencias de los tubos para la soldadura

Primero se han de mencionar los puntos principales de la soldadura:

- Para espesores pequeños se ha de soldar de una sola pasada, para no producir grietas en las mismas.
- Se debe seguir la secuencia de soldadura apropiada, ya que afectarán a la contracción, a las tensiones residuales y a la deformación de la estructura soldada

Dependiendo de la posición y la movilidad de los elementos estructurales, se muestran a continuación cuatro posiciones para soldar en nudos de perfiles tubulares estructurales, junto con las secuencias de soldadura.

1. Soldadura circular de 360°

Se hace la soldadura hacia abajo (plana), mientras la sección gira 360°.



Imagen 5.11: soldadura circular de 360°

2. Soldadura vertical ascendente de 180°.

Todas las soldaduras se hacen en la parte superior y después el panel gira sobre sí mismo (180°) para completar la operación.

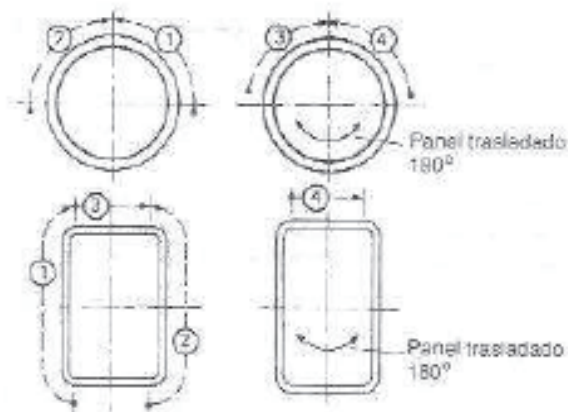


Imagen 5.12: Soldadura vertical ascendente de 180°

3. Soldadura vertical ascendente.

Los perfiles tubulares no se pueden mover

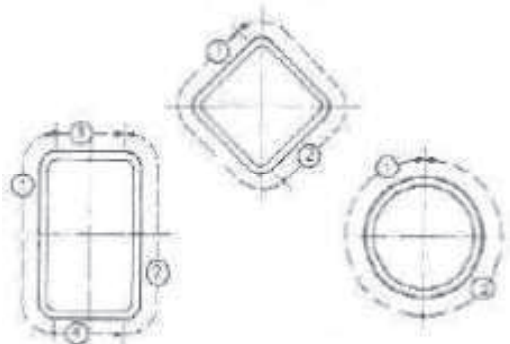


Imagen 5.13: Soldadura vertical ascendente

4. Soldadura horizontal.

Esta posición es necesaria curando las barras están en posición vertical y no se pueden mover. Si las barras se encuentran en posición horizontal, las soldaduras se hacen en posición vertical.

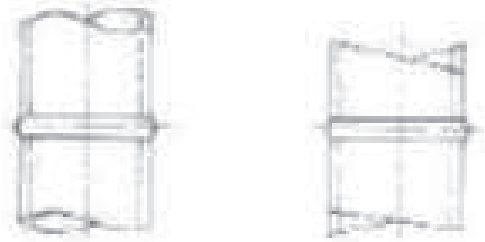


Imagen 5.14: Soldadura horizontal.

5.1.7.- Preparación de los bordes para soldar

Para una correcta unión de los tubos mediante la soldadura será necesaria previamente una preparación de los bordes. A continuación se expondrán las uniones más comunes en las soldaduras.

- Uniones soldadas en ángulo recto.

Hay dos tipos fundamentales de nudos soldados en ángulo recto (90° de inclinación):

- Nudo en ángulo recto simple.
- Nudo en ángulo recto con una placa rigidizadora transversal.

Los nudos soldados en ángulo recto también se pueden hacer con perfiles tubulares circulares.

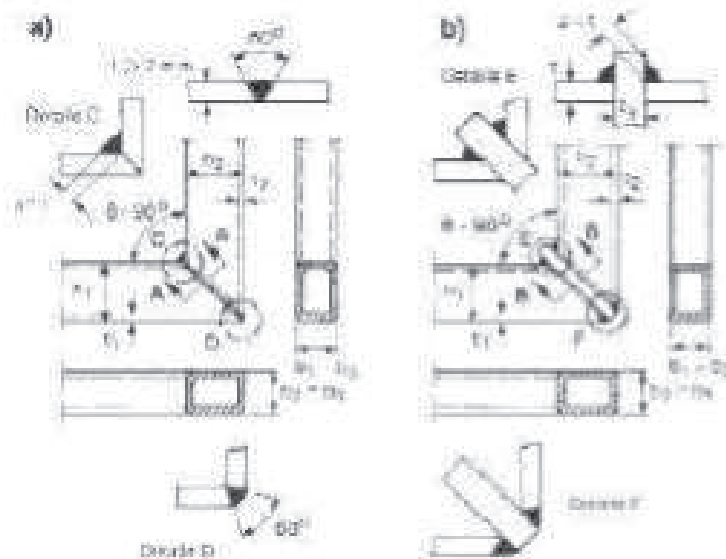
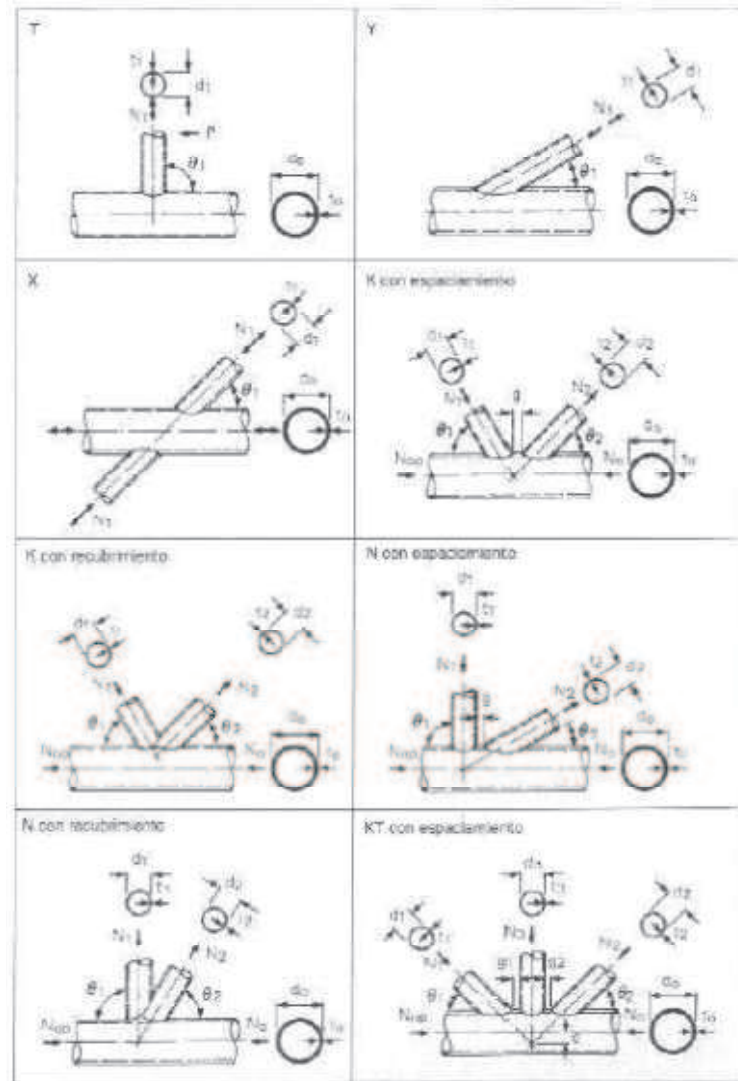


Imagen 5.15: Nudos en ángulo recto; a) Sin rigidizar, b) con placa rigidizadora.

- Nudos de tubos soldados directamente.



En la estructura tubular se originan situaciones donde las uniones entre los tubos son a 180° , entonces para ello el método utilizado será el de tipo X, debido a que es el que mejor se adapta a la estructura que se deberá soldar porque con este tipo se conseguirá la penetración necesaria. La mayoría de las uniones que se originan en la estructura son inclinadas, aunque para este tipo de uniones se suelen realizar chaflanes, en este caso se podrían prescindir de ellos para abaratar tanto costes de fabricación como horas de trabajo.

Las uniones en los nudos de celosía de perfiles tubulares soldados directamente se hacen con soldadura en ángulo o una combinación de soldadura en ángulo y a tope.

La siguiente figura muestra las condiciones básicas para aplicar soldaduras en ángulo y a tope (con abertura de penetración total o parcial). Los detalles muestran el cambio del bisel de la soldadura al variar el ángulo de abertura punto a punto a lo largo del perímetro de la intersección. Con respecto a la punta de cumbre (punto X), el valle (punto Y) y el talón de cumbre (punto Z), predominan las siguientes condiciones:

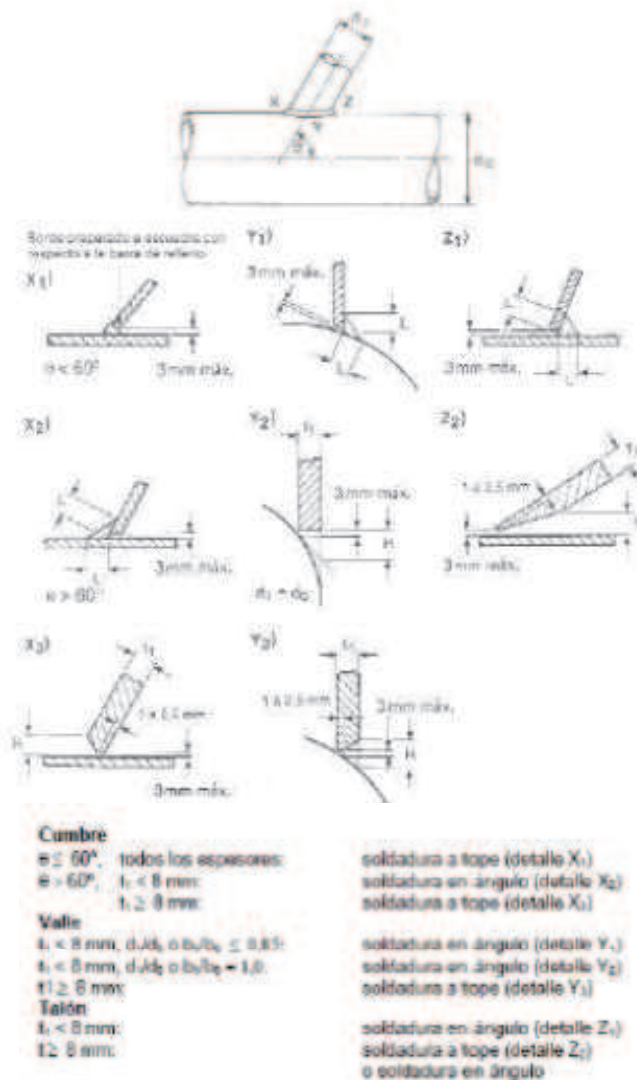


Imagen 5.17: Soldaduras en ángulo y a tope.

Se recomienda que $\theta \geq 30^\circ$ para garantizar la adecuada penetración de la soldadura en la zona del talón. En una combinación de soldadura en ángulo y a tope, la transición debe ser continua y sin brusquedad.

La soldadura más frecuente es la soldadura en ángulo, cuya configuración puede ser convexa, plana o cóncava. El espesor de garganta “a” se describe mediante un triángulo isósceles.

El Eurocódigo 3 recomienda una serie de espesores de garganta para las soldaduras en ángulo según los tipos de acero.

Hay que mencionar aquí que una soldadura de tipo cóncavo produce un mejor comportamiento a fatiga debido a tener una transición más gradual de la soldadura al metal de base.

5.1.8.- Inspección de soldaduras

Las soldaduras de las estructuras de acero se pueden comprobar mediante ensayos destructivos (sólo en laboratorio) o no destructivos. Desde el punto de vista económico, la extensión de las inspecciones debería ser mínima. Así pues, las soldaduras en ángulo son preferibles a las soldaduras a tope.

Los ensayos destructivos, que son los ensayos de tracción, de plegado, de resistencia frente al impacto, de dureza y de fatiga, se suelen hacer antes de empezar la soldadura final de una estructura. Estos ensayos también se llevan a cabo para comprobar la capacidad profesional de los soldadores. Los siguientes cinco métodos no destructivos pueden facilitar información concluyente con respecto a la calidad efectiva de la soldadura:

- Inspección visual.
- Ensayo con partículas magnéticas.
- Ensayo con líquidos penetrantes.
- Inspección ultrasónica.
- Inspección radiográfica mediante rayos X o γ .

Es de importancia fundamental efectuar una detenida inspección visual de la costura de la soldadura, así como de la zona próxima a la soldadura, tanto antes como después de soldar. Por lo tanto, se recomienda comprobar la separación de la raíz entre las partes que hay que soldar, el ángulo de inclinación entre los elementos estructurales, la uniformidad en la preparación de los bordes de la soldadura, el ángulo de bisel, la distancia entre la alineación de las caras y la eliminación total de aceite, grasa, etc.

El ensayo con partículas magnéticas es un método rápido y práctico para descubrir los defectos superficiales como las pequeñas fisuras que, por supuesto, no son obviamente visibles. Este método se aplica principalmente para encontrar defectos de soldadura en las uniones de nudos, los cuales resultan difíciles de determinar con otros métodos. Se pulverizan finas partículas magnéticas en la superficie que hay que revisar, y se produce un flujo del campo magnético mediante una bobina o una horquilla magnética. Cuando una fisura distorsiona o produce una discontinuidad en el campo magnético, las partículas magnéticas anteriormente pulverizadas se alinean a lo largo de las fisuras indicando con

claridad hasta las más finas de ellas (hasta 1/10000 mm). El registro de la medición se hace con fotografías.

En la práctica, el examen de las soldaduras se limita generalmente a la inspección visual, para cuya realización se precisa de un inspector con experiencia que juzgue la calidad de la soldadura.

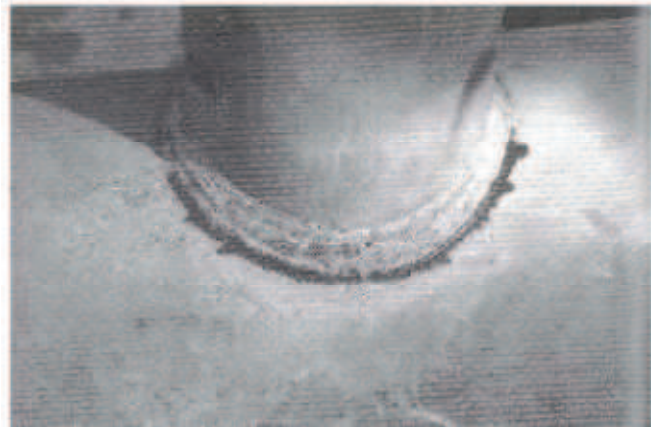


Imagen 5.18: Fisuras detectadas mediante el ensayo con líquidos penetrantes

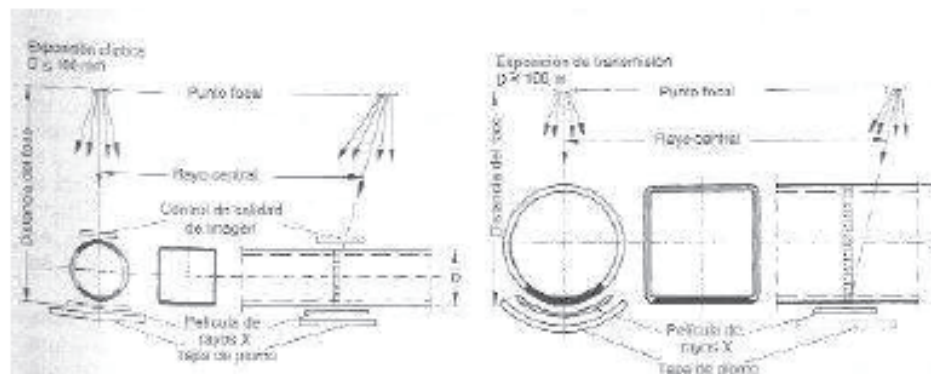


Imagen 5.19: Producción de películas de rayos X

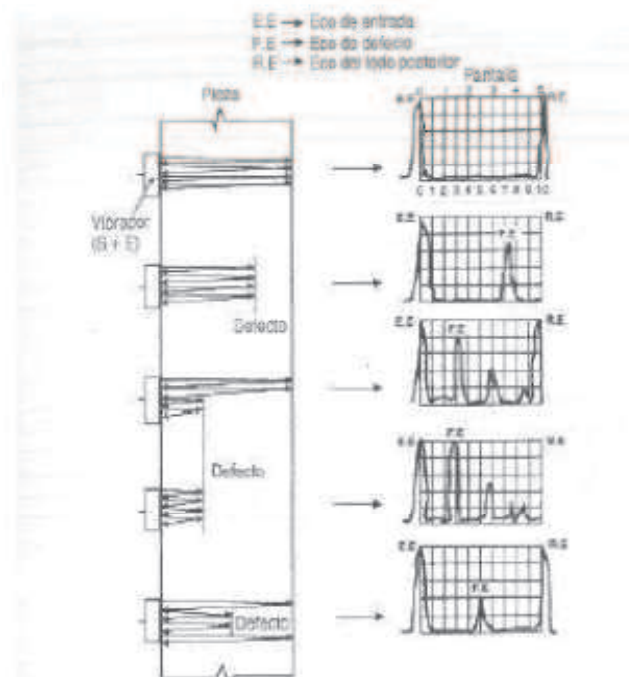


Imagen 5.20: Indicación de los defectos de soldadura en una pantalla.

5.1.9.- Tratamiento superficial de la estructura

Cuando se ha culminado el montaje de la estructura y se han revisado todas las uniones y se no se observa ningún fallo, la estructura va a ser lacada en poliéster. Gracias a este proceso la estructura va a tener una mejor resistencia a la corrosión y un mejor aspecto visual.

En el proceso de lacado, primeramente hay que realizar una limpieza superficial a la estructura mediante un baño ácido o alcalino para retirar cualquier resto de grasa que haya haber podido quedar en el montaje del mismo para posteriormente introducirlo en un horno para su secado. Luego se le aplica una pequeña capa de óxido de cromo para mejorar cuantitativamente la resistencia a la corrosión y dotarla de una buena adherencia para la posterior aplicación de una capa de imprimación. Para culminar, la estructura es introducida en un horno a gran temperatura, denominado horno de polimerización.

La pintura utilizada para la estructura será de poliéster en polvo que aunque en el mercado existan otro tipo de pinturas a base de resinas de fluoruros de polivinilideno que aguantan más que las de poliéster se optó por ella debido a la gran diferencia entre precios. La pintura será aplicada mediante pistolas electroestáticas.

A continuación puede observarse el tipo de acabado que se quiere conseguir en la estructura:



Imagen 5.21: Acabado superficial de estructura tubular tratada.

5.2.- Procesos para la fabricación del eje

Para la fabricación del eje se utilizarán las técnicas de corte y serrado anteriormente descritas, y para la preparación de los bordes de menor diámetro, para la inserción de los retenes de aceite, se utilizará un torno de CNC. Para el orificio del chavetero, se utilizará una fresadora de CNC.

Las demás piezas que se utilizarán para el montaje del eje y la transmisión secundaria, al ser piezas normalizadas, no necesitarán preparación alguna, ya que vendrán preparadas por los fabricantes de cada una de ellas.

5.2.1.- Torneado del eje

Torno de control numérico o torno CNC se refiere a una máquina herramienta del tipo torno que se utiliza para mecanizar piezas de revolución mediante un software de computadora que utiliza datos alfa-numéricos, siguiendo los ejes cartesianos X,Y,Z. Se utiliza para producir en cantidades y con precisión porque la computadora que lleva incorporado controla la ejecución de la pieza.

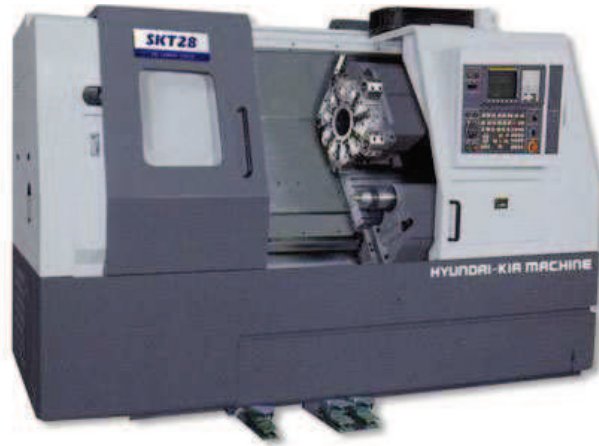


Imagen 5.21: Torno de control numérico.

Un torno CNC puede hacer todos los trabajos que normalmente se realizan mediante diferentes tipos de torno como paralelos, copiadores, revólver, automáticos e incluso los verticales. Su rentabilidad depende del tipo de pieza que se mecanice y de la cantidad de piezas que se tengan que mecanizar en una serie.

La UCP o CPU es el cerebro de cálculo de la máquina, gracias al microprocesador que incorpora. La potencia de cálculo de la máquina la determina el microprocesador instalado. A cada máquina se le puede instalar cualquiera de las UCP que hay en el mercado, por ejemplo: FAGOR, FANUC, SIEMENS, etc. Lo normal es que el cliente elige las características de la máquina que desea y luego elige la UCP que más le convenga por prestaciones, precio, servicio, etc.

Las funciones principales encomendadas a la UCP es desarrollar las órdenes de mando y control que tiene que tener la máquina de acuerdo con el programa de mecanizado que el programador haya establecido, como por ejemplo calcular la posición exacta que deben tener las herramientas en todo el proceso de trabajo, mediante el control del desplazamiento de los correspondientes carros longitudinal y transversal. También debe controlar los factores tecnológicos del mecanizado, o sea las revoluciones del husillo y los avances de trabajo y de desplazamiento rápido así como el cambio de herramienta.

Por otra parte la UCP, integra las diferentes memorias del sistema, que pueden ser EPROM, ROM, RAM y TAMPON, que sirven para almacenar los programas y actuar como un disco duro de cualquier ordenador.

Como periférico de entrada el más significativo e importante es el teclado que está instalado en el panel de mandos de la máquina, desde donde se pueden introducir correcciones y modificaciones al programa inicial, incluso elaborar un programa individual de mecanizado. Hay muchos tipos de periféricos de entrada con mayor o menor complejidad, lo que si tienen que estar contruidos es a prueba de ambientes agresivos como los que hay en los talleres.

Como periférico de salida más importante se encuentra el monitor que es por donde nos vamos informando del proceso de ejecución del mecanizado y podemos ver todos los

valores de cada secuencia. También podemos controlar el desplazamiento manual de los carros y demás elementos móviles de la máquina.⁹

Antes de empezar a confeccionar un programa de mecanizado se tiene que conocer bien el mecanizado que se va a realizar en el torno y las dimensiones y características del material de partida, así como la cantidad de piezas que hay que componen la serie que hay que mecanizar. Con estos conocimientos previos, se establece el sistema de fijación de la pieza en el torno, las condiciones tecnológicas del mecanizado en cuanto a velocidad de corte, avance y número de pasadas.

Igualmente se establecen los parámetros geométricos del mecanizado señalando las cotas de llegada y partida de las herramientas, así mismo se selecciona las herramientas que se van a utilizar y las calidades de las mismas.

Velocidad de giro del cabezal. Este dato está en función de las características del material, del grado de mecanizado que se desee y del tipo de herramienta que se utilice. El programa permite adaptar cada momento la velocidad de giro a la velocidad más conveniente. Se representa por la letra (S) y puede expresarse como velocidad de corte o revoluciones por minuto del cabezal.

Avance de trabajo. Hay dos tipos de avance para los carros, uno de ellos muy rápido, que es el avance de aproximación o retroceso al punto de partida, y otro que es el avance de trabajo. Este también está en función del tipo de material, calidad de mecanizado y grado de acabado superficial. El programa permite adaptar cada momento el avance que sea más conveniente. Se representa por la letra (F) y puede expresarse en milímetros por revolución o milímetros de avance por minuto.

Otro factor importante a determinar es que todo programa debe indicar el lugar de posición que se ha elegido para referenciar la pieza que se llama "cero pieza". A partir del cero pieza se establece toda la geometría del programa de mecanizado. El control numérico es una máquina herramienta que nos ayuda en el mecanizado de piezas en mentalmecanica. SH

Los tornos de control numérico tienen un tambor frontal donde pueden ir alojados un número variable de herramientas generalmente de 6 a 20 herramientas diferentes. Las herramientas se programan con una letra T seguida del número que ocupa en el tambor, por ejemplo T2, la letra T, es la inicial de esta palabra en inglés (tool). Como cada herramienta tiene una longitud diferente y un radio en la punta de corte también diferente es necesario introducir en el programa los valores correctores de cada herramienta, para que el programa pueda desarrollarse con normalidad.

Aparte de la longitud de la herramienta existen unas funciones G para introducir una corrección de acuerdo al valor que tenga el radio de la herramienta en la punta de corte. La compensación del radio de la herramienta tiene una gran importancia en el mecanizado, especialmente en piezas que contengan perfiles irregulares. Las placas de herramientas de torno tienen siempre puntas redondeadas, de esta forma son más rígidas. Cuanto menor es el radio de la punta mayor tendencia presenta a astillarse.

El torneado ha evolucionado tanto que ya no se trata tan solo de arrancar material a gran velocidad, sino que los parámetros que componen el proceso tienen que estar estrechamente controlados para asegurar los resultados finales de economía calidad y precisión.

La forma de tratar la viruta se convierte en un proceso complejo, donde intervienen todos los componentes tecnológicos del mecanizado, para que pueda tener el tamaño y la forma que no perturbe el proceso de trabajo. Si no fuera así se acumularían rápidamente masas de virutas largas y fibrosas en el área de mecanizado que formarían madejas enmarañadas e incontrolables.

La forma que toma la viruta se debe principalmente al material que se está cortando y puede ser de material dúctil y también quebradizo y frágil.

El avance con el que se trabaje y la profundidad de pasada, son bastante responsables de la forma de viruta, y cuando no se puede controlar con estas variables hay que recurrir a elegir la herramienta que lleve incorporado un rompevirutas eficaz

A continuación se muestran las ventajas y desventajas de la utilización de un torno de CNC:

Ventajas:

- Permiten obtener mayor precisión en el mecanizado
- Permiten mecanizar piezas más complejas
- Se puede cambiar fácilmente de mecanizar una pieza a otra
- Se reducen los errores de los operarios
- Cada vez son más baratos los tornos CNC

Como desventajas se pueden indicar las siguientes:

- Necesidad de realizar un programa previo al mecanizado de la primera pieza.
- Coste elevado de herramientas y accesorios
- Conveniencia de tener una gran ocupación para la máquina debido a su alto coste.

5.2.2.- Fresado del eje

Una fresadora es una máquina herramienta de fabricación por arranque de viruta. Elimina material de un material bruto de partida utilizando cuchillas que rotan en torno a un eje, mientras que la pieza se mueve en las 3 direcciones del espacio (X-Y-Z). Esta combinación de movimientos (rotación y desplazamiento) crean la forma de la pieza deseada. Mediante los programas de Control Numérico (CNC) se puede producir más rápido, eficaz y con más exactitud. Más recientemente se ha implantado los programas CAD/CAM, que permiten fabricar una pieza introduciéndole nada más que el plano en un programa de CAD.



Imagen 5.23: Fresadora de control numérico.

Las cuchillas pueden ser de varios tipos. Desde *Acero Rápido al Carbono* (HSS) hasta las últimas plaquitas de Vanadio, pasando por las herramientas de Widia (Nombradas así por el nombre del primer fabricante). Tienen diferentes formas y utilidades, dependiendo del mecanizado y de las características superficiales que se deseen obtener en la pieza final.

Al igual que el torno de CNC, las fresadoras de CNC pueden ser programadas manualmente o automáticamente, utilizando los mismos programas que para el torno de CNC. Realmente los programas de CNC son aplicables a cualquier tipo de máquina herramienta que haya sido adaptada para el uso de este tipo de software, y su lenguaje dependerá del propio programa utilizado en cada máquina.

A continuación se muestran las operaciones realizables con una fresadora:

Fresado



Imagen 5.24: Fresas cilíndricas

El fresado es la operación de mecanizado que más se utiliza en una Fresadora. Se utiliza una fresa, una herramienta cilíndrica parecida a una broca pero generalmente sin punta cónica. Esta herramienta elimina material por la superficie cilíndrica, ideal para realizar mecanizados en superficies planas y para realizar un agujero de casi cualquier forma en una pieza de partida.

Aplanado/Planeado

Es la creación de una cara totalmente plana. La fresa avanza durante toda la cara a aplanar, eliminando material. Dependiendo de la dirección del eje de la fresa el aplanado tiene diferentes nombres. Si el eje de la fresa está en una dirección paralela a la cara a planear, estamos hablando de un Planeado Periférico. Si el eje de la fresa está en una dirección perpendicular a la cara a planear, estamos hablando de un Planeado Frontal, pues se utilizan los filos del frente de la fresa.

Fresado Combinado

Se habla de fresado combinado cuando se utilizan los filos de las caras frontales y laterales de la fresa conjuntamente. Es importante para realizar este tipo de fresado, asegurarnos de que la fresa permite utilizar los filos frontales de la misma. Si se utilizan mas los filos frontales, hablamos de un Fresado Combinado Predominantemente Frontal. En el caso de utilizar mas los filos de la cara cilíndrica estaremos realizando un Fresado Combinado Predominantemente Periférico.

Ranurado

Mediante esta operación se puede crea una ranura de cualquier forma, desde rectangular, hasta de cola de milano, utilizadas para guías de otras máquinas o mecanismos. En esta operación se puede penetrar mientras se ranura, utilizado en guías sin salida (ranura que no llega hasta ninguna arista exterior de la pieza). Si el eje de la fresa está en una dirección perpendicular a la superficie respecto a la que se hace el ranurado, hablamos de un Ranurado Periférico. Si el eje de la fresa está en una dirección perpendicular a la superficie respecto a la que se hace el ranurado, hablamos de un Ranurado Frontal.

Taladrado

La forma de trabajar de la fresadora permite realizar taladrados, ya que solo hay que mover el eje vertical para realizar esta operación. Algunas fresas permiten también ser utilizadas como bocas, pero es preferible utilizar bocas para realizar esta operación, para evitar roturas de las fresas.

Mandrinado

Esta operación permite mejorar la calidad superficial de un agujero. Se utilizan herramientas parecidas a las de un torneado interior en el torno. El resultado es una mejora de la calidad superficial del agujero, con una calidad menor a la de un escariado convencional.

Escariado



Imagen 5.25: Escariador.

Se utiliza el escariado para eliminar muy poco material de agujeros, mejorando notablemente la calidad superficial del mismo. Es necesario el previo taladrado del agujero a un diámetro cercano al final, pues el escariado no elimina mucho material. Es necesario la utilización de lubricantes, para mejorar el resultado final y alargar la vida del escariador.

Roscado



Imagen 5.26: Terraja para roscar y el portaterraaja.

Utilización de un macho (roscar un agujero) o de una terraaja (Roscado exterior) para realizar una rosca. Muy utilizado para unir piezas mediante tornillos o tuercas. Es una operación delicada, pues las herramientas poseen varios filos pequeños, éstos crean mucha tensión y es fácil que se partan en plena ejecución del roscado, haciendo muy difícil su extracción. Por ello es importante utilizar aceites de corte para lubricar los filos.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA
PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA
HONDA CBR 600F

PRESUPUESTO

Xabier Lezaun Agos

Vanessa Estremera

Pamplona, Julio del 2012

ÍNDICE

ÍNDICE.....	1
1. INTRODUCCIÓN	2
2. ESTRUCTURA DE LA SECCIONES	2
3. PRESUPUESTO PARCIAL	3
4. PRESUPUESTO GENERAL	5

1.- Introducción

El objetivo principal de este presupuesto es el de presentar el valor total de los procesos necesarios para la realización de este proyecto.

El coste del proyecto que se va a presentar, será el del proceso de diseño y el del proceso de fabricación. Si el presente proyecto fuera para una fabricación en serie de los elementos que se han diseñado, el coste sería mucho menor, debido a que el coste del proceso de diseño y cálculo de las estructuras se vería dividido entre el número total de modelos o prototipos fabricados. Al ser un proyecto en el que únicamente se va a ser tomado en cuenta la construcción de un modelo, el coste representará una suma importante, que seguramente resulte un tanto elevada para una sola unidad de vehículo tipo kart.

Para la obtención de los precios unitarios de cada elemento del vehículo, han sido consultados los catálogos de los fabricantes o proveedores descritos a lo largo del proyecto, en la memoria, cálculos y en el pliego de condiciones.

Se debe tener en cuenta, que como ya se recalcó en la memoria del proyecto, este proyecto surgió de la voluntad del proyectista de construir un vehículo tipo kart, a partir de un motor de moto de 600cc del que ya se disponía, por lo tanto el grupo motor será tenido en cuenta, pero con valores nulos en cuanto al propio motor. En el grupo motor también se debe tener en cuenta, que la caja de cambios que de la que se dispondrá proviene también de otro proyecto conjunto a este, en el que ha sido diseñada la transmisión primaria o caja de cambios, por lo que el presupuesto de esta parte será más elevado que si se introdujera un elemento de este tipo fabricado en serie

En el presente presupuesto se analizarán primero los costes de cada sección del vehículo en un presupuesto parcial y en un segundo presupuesto general se incluirán la suma de cada presupuesto parcial, para obtener el presupuesto total del vehículo.

2.- Estructura de las secciones

A continuación se muestran los capítulos en los cuales ha sido dividido el presente presupuesto para el proyecto,

1. Coste del proceso de Ingeniería
2. Materiales
3. Coste de Fabricación

3.- Presupuesto Parcial

En este apartado se podrán comprobar los presupuestos parciales por secciones

SECCIÓN 1: COSTE DEL PROCESO DE INGENIERÍA					
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN		PRECIO UNITARIO	IMPOTE
	Infraestructura				
1.01	Amortización del PC, Impresora, Programas Informáticos	1	ud.	400,00 €	400,00 €
1.02	Materiales, Papel, Tinta, Electricidad, etc	1	ud.	500,00 €	500,00 €
	Tiempo Ingeniería				
1.03	Diseño	120	h.	30,00 €	3.600,00 €
1.04	Cálculo y Análisis	180	h.	30,00 €	5.400,00 €
1.05	Confección De Planos	25	h.	30,00 €	750,00 €
TOTAL SECCIÓN 1: COSTE DEL PROCESO DE INGENIERÍA					10.650,00 €

SECCIÓN 2: MATERIALES					
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN		PRECIO UNITARIO	IMPOTE
2.01	Estructura Tubular Ø40x4,5 Acero AISI 4130	13	Kg	2,12 €	27,56 €
2.02	Estructura Tubular Ø40x2 Acero AISI 4130	16	Kg	2,12 €	33,92 €
2.03	Estructura Tubular Ø40x3 Aluminio 6061-T6	8	Kg	7,08 €	56,64 €
2.04	Eje tubular Ø35 Acero GOST 30XRC	11	Kg	2,30 €	25,30 €
2.05	Rueda dentada ISO 530 Z13	1	Ud.	25,00 €	25,00 €
2.06	Rueda dentada ISO 530 Z52	1	Ud.	35,00 €	35,00 €
2.07	Cadena ISO 530-104	104	Ud.	0,68 €	70,72 €
2.08	Rodamiento NSK 6807 D35 serie ISO 335	2	Ud.	18,16 €	36,32 €
2.09	Rodamiento NSK 6907 D35 serie ISO 335	1	Ud.	31,42 €	31,42 €
2.10	Rodamiento NSK HR 32007 XJ serie ISO 355 4CC	1	Ud.	64,30 €	64,30 €
2.11	Soporte Rodamiento NSK 6907 serie ISO 337	4	Ud.	65,15 €	260,60 €
2.12	Reten Aceite Lidering DIN 3760 A D35 de Vitón(FKM)	8	Ud.	8,53 €	68,24 €
2.13	Tornillo DIN 933 M12x90	8	Ud.	1,10 €	8,80 €
2.14	Tuerca DIN 934 M12	8	Ud.	0,25 €	2,00 €
2.15	Arandela DIN 935 M12	8	Ud.	0,10 €	0,80 €
2.16	Chaveta DIN 6885 A 10x8x40 de acero SAE 1045	1	Ud.	1,51 €	1,51 €
2.17	Chaveta DIN 6885 A 5x5x40 de acero SAE 1045	1	Ud.	1,51 €	1,51 €
TOTAL SECCIÓN 2: MATERIALES					749,64 €

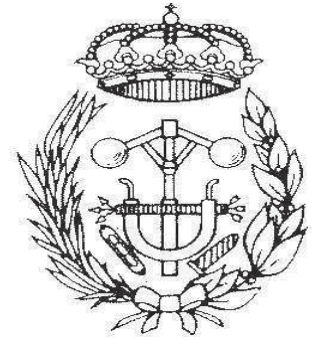
SECCIÓN 3: COSTES DE FABRICACIÓN					
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN		PRECIO UNITARIO	IMPORTE
	Horas de Taller				
3.01	Corte y preparación de tubos	20	h.	25 €	500 €
3.02	Corte para los perfiles de union	20	h.	25 €	500 €
3.03	Curvado de tubos	1	h.	25 €	25 €
3.04	Soldadura de las uniones	30	h.	25 €	750 €
3.05	Preparación de Superficies, Imprimación y Pintura	10	h.	25 €	250 €
3.06	Ensamblaje final	2	h.	25 €	50 €
TOTAL SECCIÓN 3: COSTES DE FABRICACIÓN					2.075 €

4.- Presupuesto general

En este apartado se suma el total de todas las secciones del presupuesto parcial y se obtiene el presupuesto general del vehículo, su fabricación y diseño.

PRESUPUESTO GENERAL		
		TOTALES
SECCIÓN 1	COSTE DEL PROCESO DE INGENIERÍA	10.650,00 €
SECCIÓN 2	MATERIALES	749,64 €
SECCIÓN 3	COSTES DE FABRICACIÓN	2.075 €
PRESUPUESTO TOTAL SIN I.V.A.		13.474,64 €
PRESUPUESTO PROYECTO (18 % I.V.A.)		15.900,08 €

El presupuesto total, teniendo en cuenta el % en I.V.A., para la construcción del vehículo es de 15.900,08 € (quince mil novecientos euros con ocho céntimos).



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DEL CHASIS Y LA TRANSMISIÓN SECUNDARIA
PARA UN KART PARTIENDO DE ELEMENTOS DE UNA
HONDA CBR 600F

BIBLIOGRAFÍA

Xabier Lezaun Agos

Vanesa Estremera

Pamplona, Julio del 2012

ÍNDICE

ÍNDICE.....	1
1. LIBROS.....	2
2. PÁGINAS WEB.....	2
3. DOCUMENTOS CONSULTADOS.....	3

1. Libros

- INGENIERÍA DEL AUTOMOVIL. Luque. Ed Paraninfo 2004
- SÍNTESIS DE MECANISMOS Y MÁQUINAS. Isidro Zabalza Villava. 2008
- DISEÑO DE MAQUINAS (Ingeniería Técnica Industrial). Virginia Badiola Urquiola. 2005
- RACE CAR VEHICLE DYNAMICS. William F. Milliken and Douglas L. Milliken. Ed Society Of Automotive Engineers 1995
- SOLDADURA ELÉCTRICA Y SISTEMAS T.I.G. Y M.A.G. José M^a Rivas Arias. Ed Paraninfo 2003
- INGENIERÍA DEL AUTOMÓVIL. SISTEMAS Y COMPORTAMIENTO DINÁMICO. Pablo Luque, Daniel Álvarez, Carlos Vera. Ed Paraninfo 2004
- FUNDAMENTALS OF VEHICLE DYNAMICS. Wickens, Alan Ed Taylor And Francis 2003

2. Páginas Web

- <http://www.rfeda.es/>
- <http://www.neumaticos-sava.com>
- <http://www.todokarts.com/>
- www.cikfia.com/
- www.nskeurope.es/
- <http://www.skf.com/>
- www.joresa.es/
- <http://www.mssoftware.com/>
- <http://www.muchocatia.es/>

3. Documentos consultados

- Catálogo Joresa.
- Catálogo Rodamientos SNK.
- Catálogo Rodamientos SKF.
- Catálogo Neumáticos SAVA.
- Catálogo Tubo Estructural. Grupo Condesa.
- Normativa Formula SAE.
- Normativa Técnica CIK.
- Manual Catia V5.
- Manual MSC Marc Mentat.